



Universidad  
Carlos III de Madrid

Departamento de Mecánica

## PROYECTO FIN DE CARRERA

# Diseño y cálculo de un transelevador para un almacén automatizado de carrocerías

Autor: Rubén Mayor González

Tutora en la universidad: Lourdes Rubio Ruiz de Aguirre

Tutor en la empresa: Alejandro Fernández Cubero

Leganés, Noviembre de 2012

Título: Diseño y cálculo de un transelevador para un almacén automatizado de carrocerías.

Autor: Rubén Mayor González

Directora: Lourdes Rubio Ruiz de Aguirre

## EL TRIBUNAL

Presidente: \_\_\_\_\_

Vocal: \_\_\_\_\_

Secretario: \_\_\_\_\_

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día \_\_ de \_\_\_\_\_ de 20\_\_ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

# Agradecimientos

Quiero agradecer sinceramente la ayuda prestada a mi tutora en la universidad, Lourdes Rubio, por su implicación desinteresada y su apoyo en la realización de este proyecto.

Muchísimas gracias también a todos mis compañeros de trabajo en Siemens, por prestarme todo su apoyo e inestimable ayuda y mantenerme continuamente motivado. Me refiero a Francisco García, Juan José Liébana, Antonio Benito, David Arenas y todos los demás, sin olvidarme por supuesto, de mi tutor en la empresa Alejandro Fernández.

Le mando desde aquí un beso enorme a Aurora López, quien me ha apoyado durante la última fase de la realización del proyecto.

A mi familia y todos mis amigos también quiero agradecerles que hayan estado conmigo durante todo mi periodo académico que finaliza de momento con este proyecto.

Por último, a todos los profesores de esta universidad, la cual considero que tiene un nivel docente sobresaliente, gracias por el amabilísimo trato y por transmitirme una gran cantidad de conocimientos.

# Resumen

Este proyecto introduce en el campo de los almacenes automáticos operados mediante transelevador. En concreto se analiza el almacén que se va a construir y poner en marcha en una fábrica de automóviles, con dos pasillos.

En el proyecto se analizan las necesidades de tiempos de ciclos y se realiza un estudio mecánico de las partes más relevantes de un transelevador como pueden ser las características básicas de éste en función de las necesidades, potencia de los motores, cálculo de la estructura, ruedas, ejes, rodamientos, tambor de elevación, cables, poleas, etc. Se intentará abarcar el máximo de elementos posibles siempre que sean lo suficientemente interesantes en cuanto a su cálculo y evitando repetir cálculos en la medida de lo posible.

Para los cálculos se ha empleado tanto normativa nacional e internacional como libros de texto o apuntes de asignaturas cursadas.

Finalmente se identifica una serie de posibles estudios futuros que acerquen el estudio inicial realizado en este proyecto al estudio global de un transelevador.

# Índice general

Agradecimientos.....	3
Resumen .....	4
Índice general .....	5
Índice de ilustraciones .....	8
Índice de tablas.....	10
1. Introducción.....	12
1.1.    Objetivo.....	12
1.2.    Estado de la tecnología.....	13
1.3.    Alternativas y justificación.....	13
2. Memoria justificativa.....	14
2.1.    Descripción de los componentes .....	15
2.1.1.    Ubicación del Almacén y LayOut .....	15
2.1.2.    Skids.....	16
2.1.3.    Análisis de equipos auxiliares .....	16
2.1.3.1.    Mesa de rodillos simple .....	16
2.1.3.2.    Mesa excéntrica .....	17
2.1.3.3.    Elevador .....	19
2.1.3.4.    Apilador / desapilador.....	21
2.1.3.5.    Transportador transversal.....	23
2.1.4.    Características de las carrocerías .....	24
2.1.5.    Transelevador .....	24
2.2.    Funcionamiento de la instalación .....	27
2.3.    Cálculo del tiempo de ciclo de la instalación.....	29
2.4.    Transelevador: dimensiones y clasificación .....	37
2.4.1.    Dimensiones .....	37
2.4.2.    Clasificación.....	39
2.4.2.1.    Aparato de elevación: Transelevador .....	39

2.4.2.1. Mecanismo: Traslación.....	41
<b>2.5. Motorreductor de traslación .....</b>	<b>42</b>
2.5.1. Revoluciones necesarias en eje de traslación.....	42
2.5.2. Potencia continua en el eje motor.....	43
2.5.3. Pares de aceleración en el eje motor.....	44
2.5.4. Elección de motor y comprobaciones.....	45
<b>2.6. Estabilidad.....</b>	<b>48</b>
<b>2.7. Ruedas y carril.....</b>	<b>51</b>
2.7.1. Carril superior.....	51
2.7.2. Carril inferior.....	55
2.7.3. Ruedas.....	57
2.7.3.1. Dimensionado de la rueda.....	57
2.7.3.2. Eje de traslación .....	59
2.7.3.3. Rodamientos.....	62
<b>2.8. Motorreductor de elevación.....</b>	<b>65</b>
2.8.1. Determinación del par necesario .....	65
2.8.2. Elección de motor y comprobaciones.....	66
<b>2.9. Columnas .....</b>	<b>68</b>
2.9.1. Descripción.....	68
2.9.2. Dimensionado.....	68
2.9.2.1. CASO 1: Deceleración máxima horizontal.....	70
2.9.2.2. CASO 2: Aceleración máxima vertical .....	77
2.9.2.3. CASO 3: Extensión de horquillas.....	84
<b>2.10. Bastidor Inferior .....</b>	<b>85</b>
2.10.1. Cálculo de la soldadura entre la base de la columna y placa base .....	86
2.10.2. Cálculo de la unión atornillada entre columnas y bastidor inferior .....	88
<b>2.11. Dintel superior.....</b>	<b>91</b>
<b>2.12. Cables.....</b>	<b>92</b>
<b>2.13. Tambor de elevación .....</b>	<b>96</b>
<b>2.14. Poleas .....</b>	<b>101</b>
<b>3. Presupuesto.....</b>	<b>105</b>
<b>4. Conclusiones.....</b>	<b>108</b>
<b>5. Futuros trabajos .....</b>	<b>108</b>



6. Bibliografía.....	109
6.1. Páginas o documentos electrónicos en la red.....	109
6.2. Libros .....	109
6.3. Norma .....	109
6.4. Otros.....	110

# Índice de ilustraciones

Ilustración 1-1. Vista de planta del almacén .....	12
Ilustración 1-2. Vista lateral del almacén.....	12
Ilustración 1-3. Sección longitudinal del almacén.....	12
Ilustración 2-1. Ubicación del almacén en la fábrica.....	15
Ilustración 2-2. Ubicación del almacén en la fábrica.....	15
Ilustración 2-3. Skids apilados.....	16
Ilustración 2-4. Esquema de una mesa de rodillos .....	16
Ilustración 2-5. Mesas de rodillos en cadena .....	17
Ilustración 2-6. Esquema de sensores .....	17
Ilustración 2-7. Detalle del mecanismo de elevación .....	18
Ilustración 2-8. Mesas excéntricas en combinación con transversales. ....	18
Ilustración 2-9. Elevador en 3D.....	19
Ilustración 2-10. Elevador en una planta de chapa .....	19
Ilustración 2-11. Esquema del elevador .....	20
Ilustración 2-12. Detalle de un apilador/desapilador .....	21
Ilustración 2-13. Esquema de un apilador/desapilador .....	22
Ilustración 2-14. Esquema de un Transportador Transversal.....	23
Ilustración 2-15. Ejemplo de carrocerías (ya montadas en coches).....	24
Ilustración 2-16. Transelevador .....	25
Ilustración 2-17. Horquillas retraídas .....	26
Ilustración 2-18. Horquillas extendidas .....	26
Ilustración 2-19. Flujo de entrada de skids .....	27
Ilustración 2-20. Flujo de salida de skids.....	28
Ilustración 2-21. retorno de skids vacíos.....	28
Ilustración 2-22. Funcionamiento del almacén.....	29
Ilustración 2-23. Gráfica V-t .....	30
Ilustración 2-24. Esquema ciclo simple .....	31
Ilustración 2-25. Esquema ciclo combinado .....	31
Ilustración 2-26. Nichos ciclo simple, almacenaje .....	33
Ilustración 2-27. Nichos ciclo simple, desalmacenaje .....	33
Ilustración 2-28. Nichos ciclos combinado 1 .....	33
Ilustración 2-29. Nichos ciclos combinado 1 .....	33
Ilustración 2-30. Representación gráfica de tiempo de ciclo E – P1 – E.....	37
Ilustración 2-31. Medidas generales del transelevador.....	38
Ilustración 2-32. Espectros de carga .....	40
Ilustración 2-33. Motorreductor de traslación y gráfico Tiempo-Par.....	42
Ilustración 2-34. Centros de gravedad .....	49
Ilustración 2-35. Carril superior .....	52
Ilustración 2-36. Momentos provocados por las horquillas .....	53
Ilustración 2-37. Esquema de fuerzas en carril superior.....	53
Ilustración 2-38. Momentos en tramo de carril superior.....	54
Ilustración 2-39. Sección tipo Burbach carril inferior .....	55
Ilustración 2-40. Foto de carril inferior de un transelevador.....	56
Ilustración 2-41. Conjunto rueda motriz en 3D.....	57
Ilustración 2-42. Ruedas de un transelevador.....	57



Ilustración 2-43. Eje rueda loca .....	59
Ilustración 2-44. Diagrama S-N.....	61
Ilustración 2-45. Conjunto rueda en 3D.....	62
Ilustración 2-46. Resultados para rodamiento del programa online de INA.....	64
Ilustración 2-47. Fuerzas de inercia durante aceleración/deceleración.....	70
Ilustración 2-48. Fotografías de columnas de un transelevador bicolumna. ....	70
Ilustración 2-49. Esquema de fuerzas en columnas durante choque contra amortiguador .....	71
Ilustración 2-50. Plano y fotografía de sección de las columnas.....	73
Ilustración 2-51. Propiedades curva 2º grado.....	74
Ilustración 2-52. Diagrama momentos columna A durante choque contra amortiguador .....	75
Ilustración 2-53. Esquema de fuerzas debidas a los cables.....	78
Ilustración 2-54. Momentos provocados por las horquillas en eje débil .....	79
Ilustración 2-55. Conjunto ruedas guiado cesta.....	80
Ilustración 2-56. Coeficiente de pandeo – Esbeltez reducida .....	82
Ilustración 2-57. Momentos provocados por extensión de horquillas en eje débil .....	85
Ilustración 2-58. Bastidor inferior en 3D .....	85
Ilustración 2-59. Sección soldadura brida base de columna .....	87
Ilustración 2-60. Medidas brida en la base de columna para unión atornillada .....	87
Ilustración 2-61. Fotografía de soldadura entra brida y columna.....	88
Ilustración 2-62. Fotografías de columna con la brida soldada en su base .....	88
Ilustración 2-63. Esquema posición de tornillos.....	89
Ilustración 2-64. Poleas en dintel de un transelevador en 3D .....	91
Ilustración 2-65. Recorrido de cables por poleas.....	92
Ilustración 2-66. Forma de medir el diámetro de un cable.....	94
Ilustración 2-67. Vistas en 3D de un grupo de elevación y fotografía del mismo .....	96
Ilustración 2-68. Dimensiones de las ranuras del tambor. ....	97
Ilustración 2-69. Esfuerzos del cable sobre el tambor .....	98
Ilustración 2-70. Ángulos del cable .....	100
Ilustración 2-71. $t_2$ en función de $D/d$ y $s/d$ .....	101
Ilustración 2-72. Fotografía de poleas de reenvío .....	102

# Índice de tablas

Tabla 2-1. Velocidad y aceleraciones .....	30
Tabla 2-2. Distancias teóricas nichos.....	34
Tabla 2-3. Distancias prácticas nichos.....	34
Tabla 2-4. Representación práctica nichos.....	34
Tabla 2-5. Tiempos parciales .....	35
Tabla 2-6. Tiempos de ciclo variables .....	36
Tabla 2-7. Tiempos de ciclo fijos .....	36
Tabla 2-8. Clases de utilización aparatos .....	39
Tabla 2-9. Estados de carga aparatos .....	40
Tabla 2-10. Clasificación aparatos.....	40
Tabla 2-11. Clases de utilización mecanismos .....	41
Tabla 2-12. Estados de carga mecanismos .....	41
Tabla 2-13. Clasificación mecanismos .....	41
Tabla 2-14. Pares térmicos equivalentes.....	45
Tabla 2-15. Motorreductor de traslación.....	46
Tabla 2-16. Momento inercia rotor elevación .....	46
Tabla 2-16. Rendimiento del motorreductor de traslación.....	46
Tabla 2-17. Momento de inercia reducido al motor del motorreductor de traslación ....	46
Tabla 2-18. Momentos de vuelco .....	50
Tabla 2-19. Reacciones estática, mínima y máxima en las ruedas.....	51
Tabla 2-20. Propiedades perfil carril superior .....	52
Tabla 2-21. Propiedades carril inferior tipo Burbach .....	55
Tabla 2-22. Propiedades carril inferior .....	56
Tabla 2-23. Coeficiente $c_2$ .....	58
Tabla 2-24. Coeficiente $c_3$ .....	58
Tabla 2-25. Presión admisible entre carril y rueda.....	58
Tabla 2-26. Motorreductor elevación.....	66
Tabla 2-27. Momento inercia rotor elevación .....	66
Tabla 2-28. Rendimiento del reductor de elevación .....	67
Tabla 2-29. Momento de inercia reducido al motor del reductor de elevación.....	67
Tabla 2-30. Propiedades mínimas de aceros según norma.....	73
Tabla 2-31. Características columnas .....	73
Tabla 2-32. Desplazamientos columna A debido a inercias .....	74
Tabla 2-33. Desplazamientos columna B debido a inercias.....	74
Tabla 2-34. Desplazamientos columna A debido a todas las fuerzas .....	75
Tabla 2-35. Desplazamientos columna B debido a todas las fuerzas .....	75
Tabla 2-36. Momentos en la base de columna A provocados por cada fuerza .....	76
Tabla 2-37. Valores de $v_R$ .....	77
Tabla 2-38. Características sección de columna” .....	77
Tabla 2-39. Longitudes características de pandeo .....	79
Tabla 2-40. Momento debido a las horquillas (II).....	80
Tabla 2-41. Clases de sección .....	81
Tabla 2-42. Términos para cálculo del pandeo.....	81
Tabla 2-43. Coeficientes de iteración .....	83

Tabla 2-44. Coeficientes de momento equivalente.....	83
Tabla 2-45. Fuerza provocadas por extensión de horquillas .....	84
Tabla 2-46. Propiedades bastidor inferior .....	86
Tabla 2-47. Áreas resistentes de tornillo según diámetros.....	90
Tabla 2-48. Propiedades dintel superior.....	91
Tabla 2-49. Longitudes de cable por tramos .....	92
Tabla 2-50. Propiedades estándar de un cable.....	93
Tabla 2-51. Factores $h_1$ y $h_2$ .....	97
Tabla 2-52. Fator del tipo de cable .....	97
Tabla 2-53. Dimensiones características del tambor según diámetro del cable .....	97
Tabla 2-54. Propiedades de las poleas de nylon.....	102
Tabla 2-55. Coeficiente $h_1$ .....	103
Tabla 2-56. Parámetros en función del tipo de elemento por el que pasa el cable.....	104
Tabla 2-57. Coeficiente $h_2$ en función de suma de parámetros $W_i$ .....	104
Tabla 3-1. Presupuesto de elementos del transelevador .....	105
Tabla 3-2. Presupuesto de elementos de horquillas.....	106
Tabla 3-3. Presupuesto total 2 transelevadores .....	106

## 1. Introducción

### 1.1. Objetivo

El objeto del proyecto es el diseño y análisis técnico de un transelevador destinado a operar en un almacén auto portante para carrocerías con una capacidad de 276 unidades que permita su entrada, almacenamiento y salida secuenciada. Se trata de una instalación completamente automatizada formada por dos pasillos, con dos filas de estanterías y un transelevador cada una, y diversos equipos auxiliares para la entrada y salida de las carrocerías. Se pretende con ello flexibilizar la producción general de la fábrica. El proyecto está centrado en los transelevadores y al ser una carrera enfocada en la mecánica, se incluirá exclusivamente el estudio mecánico del proyecto, dejándose otros apartados de la técnica, como la obra civil, la electrotecnia o la automatización que llevan implícitas este tipo de instalaciones para futuros estudios salvo en casos en que tengan un especial interés.

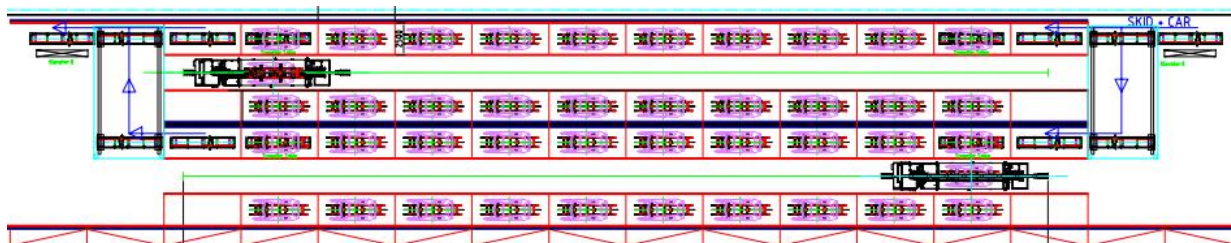


Ilustración 1-1. Vista de planta del almacén

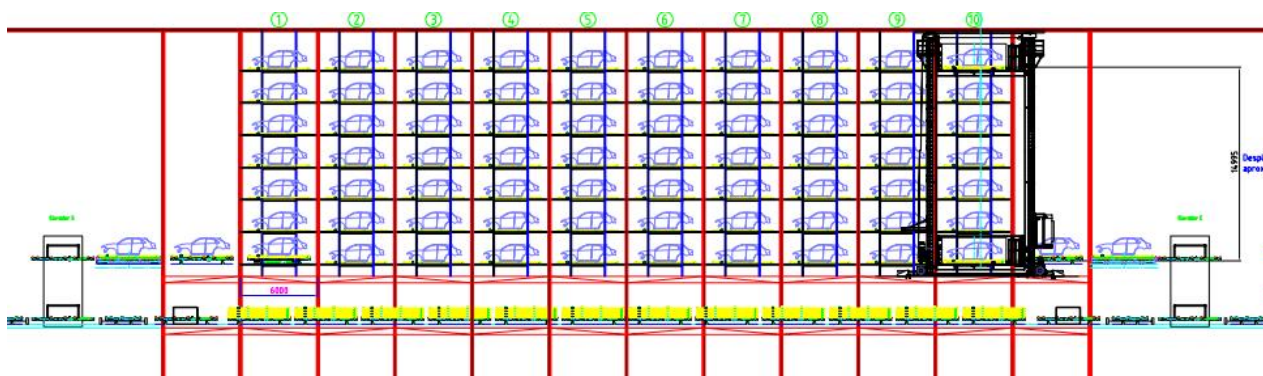


Ilustración 1-2. Vista lateral del almacén

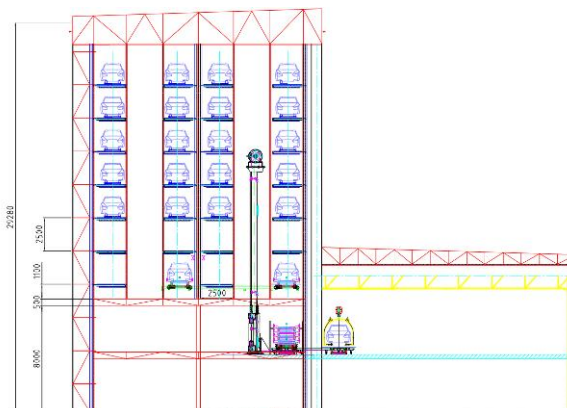


Ilustración 1-3. Sección longitudinal del almacén

## **1.2.      *Estado de la tecnología***

Los almacenes son lugares o espacios físicos donde se almacena algún tipo de mercancía. Actualmente los almacenes automáticos suponen una de las soluciones más eficaces a la hora de optimizar espacio, tiempo y recursos. Un almacén automático consiste en un almacén en el que las unidades de carga entran, se almacenan y salen sin intervención directa de ninguna persona. Esto se consigue mediante sensores, lectores y sistemas de control electrónicos que gestionan en todo momento el movimiento y la posición de la carga. Además el sistema se encarga de optimizar la colocación de las carrocerías en este caso en los huecos más cercanos posibles en función del grado de ocupación del almacén.

Para un funcionamiento óptimo del almacén, este debe ser diseñado globalmente como un todo, teniendo en cuenta el tipo de mercancía a almacenar, las condiciones de operación, etc. Todas las soluciones deben garantizar una velocidad de flujo alineada con la productividad deseada, una alta precisión en todos los movimientos y la flexibilidad necesaria para adaptar la instalación a unas necesidades.

## **1.3.      *Alternativas y justificación***

Un almacén automático es aquel en el que todo el proceso está automatizado, siendo innecesaria cualquier intervención manual. De este modo el almacén recibe como señales externas las de entrada y salida de skids ó trineos, elementos de soporte de las carrocerías durante su transporte. Se puede considerar que el almacén abarca todo el conjunto de estantería, transelevadores y mesas de rodillos pues funciona y se gestiona conjuntamente para optimizar su capacidad y velocidad desde un armario principal denominado “Master”.

En este caso el almacén contará con 2 pasillos y un transelevador por cada pasillo. Se construirá pegado al túnel existente entre las naves de chapa y pintura, que sirve para el transporte de las carrocerías entre ambas naves mediante una electrovía.

## 2. Memoria justificativa

El almacén objeto del presente proyecto se encuentra en una gran fábrica de automóviles, concretamente entre dos talleres con diferentes procesos, el de chapa y el de pintura. La entrada de carrocerías se realiza por una de las cabeceras y la salida por la otra, de forma que los caminos de entrada y salida son independientes salvo por el transelevador. Los transelevadores son los elementos principales del almacén, ya que lo recorren horizontal y verticalmente para ubicar las carrocerías en su lugar correspondiente.

La necesidad de un almacén surge del desfase productivo entre ambos talleres debido a la introducción en la planta de la fabricación de un nuevo modelo como es el Audi Q3, obligando a crear un acumulo intermedio. Al mismo tiempo, por el tipo de almacén, se posibilita la secuenciación de las carrocerías a su salida de éste, de modo que se entreguen en su destino correctamente ordenadas. El tipo de almacén es el convencional: completamente robotizado para agilizar el proceso y disminuir el número de operarios, basado en un transelevador capaz de llegar a gran altura y recorrer muchos metros en horizontal con muy poca maquinaria e instalación, y aprovechando los skids en los que viajan las carrocerías por la planta. La existencia de dos pasillos se debe a la necesidad de mantener operativa una parte del almacén en caso de que falle un transelevador, además de hacer el almacén más compacto y agilizar los ciclos.

La nave de chapistería, casi completamente automatizada, trabaja a tres turnos mientras que la nave de pintura, con un proceso que requiere de más mano de obra, lo hace solamente a dos turnos. Es por este motivo que se desea instalar el almacén de modo que absorba la producción nocturna de la nave de chapistería y de día vaya entregando progresivamente las carrocerías a la nave de pintura.



## **2.1. Descripción de los componentes**

### **2.1.1. Ubicación del Almacén y LayOut**

El almacén se ha de construir en la fábrica de SEAT en Martorell, concretamente entre el Taller de Chapistería y el de Pinturas. La obra civil y construcción de la estructura autoportante del almacén quedan fuera del alcance de este proyecto, pese a realizarse el montaje de todos ellos simultáneamente y de forma coordinada.



**Ilustración 2-1. Ubicación del almacén en la fábrica**



**Ilustración 2-2. Ubicación del almacén en la fábrica**

### 2.1.2. Skids

Los skids o trineos son el soporte utilizado para el transporte de las carrocerías a través de las instalaciones de pintura y chapa de la fábrica, aunque en otros casos se pueden emplear ganchos en U o skillets. Las carrocerías provienen de un transporte por electrovía mediante ganchos en U del cuál pasan a los Skids en una estación de transferencia que no se analizará en este proyecto. El skid tiene cuatro puntalinos en los que se apoya y asegura la carrocería. Sus dimensiones son: cm 4700mm x 2500mm x 250mm y su peso es de 250 kg. Están fabricados con tubos de acero soldados y pintados en amarillo para indicar que son elementos móviles. Constan de una placa identificativa para su control por parte del sistema.



Ilustración 2-3. Skids apilados.

### 2.1.3. Análisis de equipos auxiliares

#### 2.1.3.1. Mesa de rodillos simple

La mesa de rodillos es el transportador básico de skids en dirección longitudinal. Consta de unos rodillos motorizados que trasladan longitudinalmente el skid, desde que entra por un extremo de la mesa hasta que sale por el otro. Normalmente estas mesas se colocan en fila, de manera que se crea una cadena de transporte para los skids.

Como mínimo, está equipada con un sensor:

- BE0V1: Ocupado (detector de paro). Este sensor sirve tanto para detener el skid a su paso por la mesa si es necesario como para saber que hay un skid parado sobre la mesa.

Aunque puede llevar sensores adicionales.

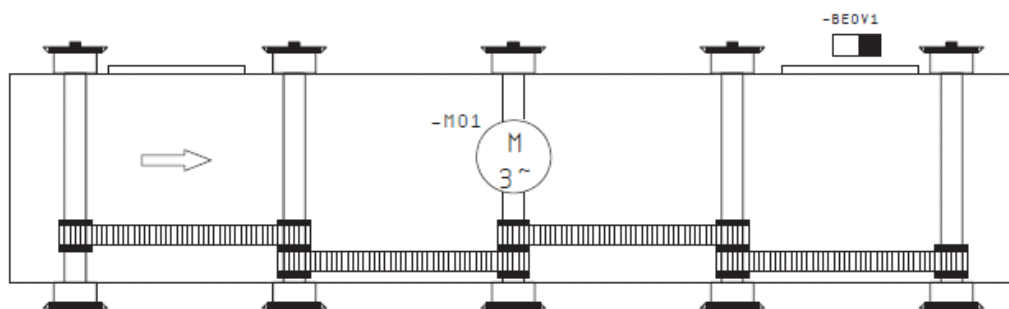
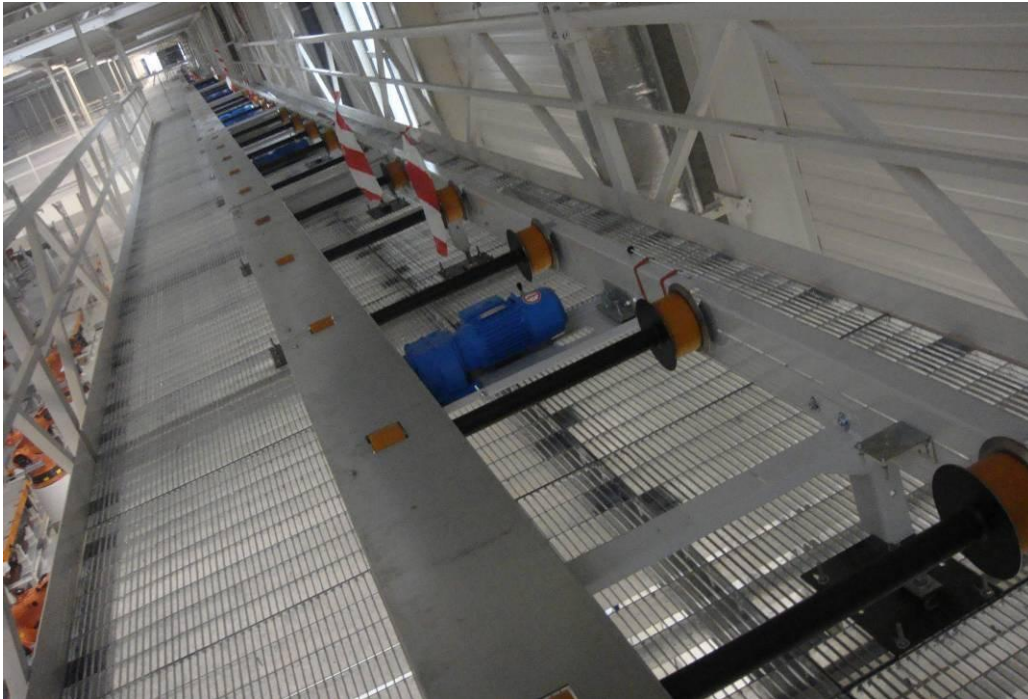


Ilustración 2-4. Esquema de una mesa de rodillos





**Ilustración 2-5. Mesas de rodillos en cadena**

### 2.1.3.2. Mesa excéntrica

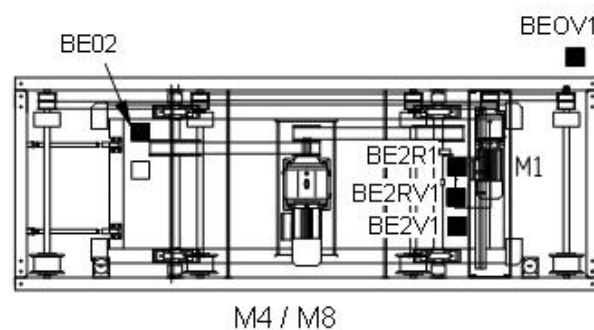
La mesa excéntrica es una mesa de rodillos que consta de un mecanismo de elevación (excéntrica).

Su movimiento se consigue gracias a dos motores:

- 1 Motor de elevación, M4 (Arrancador M200D)
- 1 Motor de rodillos, M1 (Arrancador M200D)

Y tiene como mínimo los siguientes detectores:

- BE2R1: Mesa elevación posición abajo.
- BE2V1: Mesa elevación posición arriba.
- BE0V1: Ocupado (detector de paro).



**Ilustración 2-6. Esquema de sensores**



**Ilustración 2-7. Detalle del mecanismo de elevación**



**Ilustración 2-8. Mesas excéntricas en combinación con transversales.**

La entrada a una mesa excéntrica por parte de un skid se puede realizar de dos formas:

-En la dirección de los rodillos:

Se utiliza para salvar un desnivel en la línea de rodillos. Si los skids tienen que subir el desnivel: La mesa en reposo se encuentra abajo (BE2R1), quedando ésta alineada con los transportadores de entrada. Cuando entra un skid, se arrancan los rodillos hasta detenerse con BE0V1. Acto seguido arranca el motor de elevación posición arriba (BE2V1). Ahora la mesa queda alineada con los transportes de salida. Si el siguiente transportador está vacío arrancan los rodillos hasta la salida del skid. Después baja la mesa hasta BE2R1, para detenerse y volver a la posición de reposo. Si la mesa tiene que bajar un desnivel la secuencia será justamente la inversa.

- Perpendicularmente a los rodillos:

Las entradas perpendiculares siempre van en combinación con un transportador transversal. La mesa debe estar abajo. Cuando el skid está en posición (BE02 de transportador transversal), la mesa de elevación sube y lo recoge. Una vez detectada la posición arriba (BE2V1) y la presencia del skid (BE02, y BE0V1) se podrá poner en marcha el motor de rodillos para hacer la entrega al elemento siguiente. Finalmente cuando el skid ha llegado al siguiente elemento se procede a la bajada hasta BE2R1, donde paramos.

### 2.1.3.3. Elevador

Un elevador consiste en una mesa de rodillos colocada sobre un mecanismo de elevación accionado por correas. De esta forma es posible subir skids del nivel de las líneas de producción al nivel de los transportadores, o bajarlos de la línea de transportadores a la línea de producción.



**Ilustración 2-9. Elevador en 3D**



**Ilustración 2-10. Elevador en una planta de chapa**

El elevador es un equipo bastante complejo, tiene cuatro motores:

- 1 Motor de rodillos, M1 (Variador G120)
- 1 Motor de enclavamiento, M9 (Contactor)
- 1 Motor de elevación, M3 (Variador G120)
- 1 Motor de elevación auxiliar, M3b (Variador G120)

Y dispone de múltiples detectores:

- BE0V1: Mesa de rodillos ocupada delante.
- BE0RV1 : Mesa de rodillos cambio velocidad hacia delante.
- BE0VR1 : Mesa de rodillos cambio velocidad hacia atrás (Solamente para elevadores con extracciones longitudinales).
- BE01R: Mesa de rodillos ocupada atrás.
- BE02: Mesa de rodillos orientación de skid.
- BE10: Mesa de rodillos, skid carga manual acoplado (Solamente para elevadores con extracciones longitudinales).

- BE5R1a: Enclavamiento 1 atrás.
- BE5V1a: Enclavamiento 1 delante.
- BE5R1b: Enclavamiento 2 atrás.
- BE5V1b: Enclavamiento 2 delante.
- BE2R9: Elevador abajo sobrepasado.
- BE22: Elevador posición 1 carga manual (Solo con extracción transversal).
- BE23: Elevador posición 2 carga manual (Solo con extracción transversal).
- BE2R1: Elevador posición final abajo.
- BE2VR1b: Elevador control cambio de velocidad abajo.
- BE2VR1a: Elevador cambio de velocidad abajo.
- BE2RV1a: Elevador cambio de velocidad arriba.
- BE2RV1b: Elevador control cambio de velocidad arriba.
- BE2V1: Elevador posición final arriba.
- BE2V9: Elevador arriba sobrepasado.
- BG5a: Elevador sobrecarga 1 subida/bajada.
- BG5b: Elevador sobrecarga 2 subida/bajada.
- BG4: Elevador rotura de cinturón OK.
- BG6a: Elevador seguridad reparación activado 1.
- BG6b: Elevador seguridad reparación activado 2.
- BE2R9a: Elevador seguridad reparación liberado 1.
- BE2R9b: Elevador seguridad reparación liberado 2.
- BE93: Elevador control de hueco1 abajo.
- BE91: Elevador control de hueco 2 arriba.

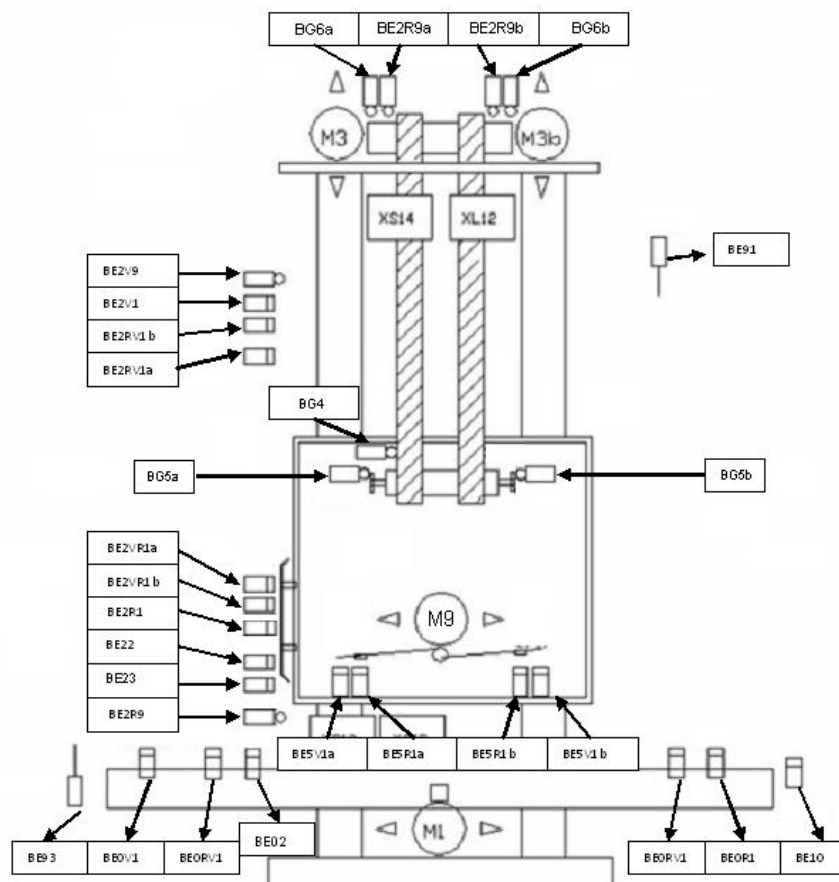


Ilustración 2-11. Esquema del elevador



El funcionamiento de un elevador de entrada se describe a continuación. El de un elevador de salida sería igual pero intercambiando los niveles de entrega y recogida.

El elevador está inicialmente abajo y enclavado (enclavamiento delante: BE5V1a, BE5V1b activados), a la altura de la línea de producción. Cuando un skid entra, el motor de rodillos se pone en marcha con velocidad rápida, cuando se activa el BE0RV1, comienza a girar en marcha lenta, hasta que se activa el BE0R1 y se detiene. En esta situación, debe estar también activado el BE02, que es el que verifica que la orientación del skid es la correcta (sirve para verificar que no entre un skid al revés desde la introducción). A continuación, el elevador desenclava (enclavamiento atrás: BE5R1a, BE5R1b activados). Se pone en marcha el motor de elevación con marcha rápida, cuando se activa BE2RV1a o BE2RV1b (cambio de velocidad arriba) cambia a velocidad lenta, y finalmente se detiene al activarse BE2V1. Una vez ha llegado arriba, el elevador enclava (BE5V1a, BE5V1b activados). Cuando el skid puede salir, se pone en marcha el motor de rodillos con velocidad rápida (hacia delante o hacia atrás, según el sentido de salida) y se detienen cuando el siguiente elemento ha recibido el skid. Cuando el elevador ya ha entregado el skid, desenclava (BE5R1a, BE5R1b activados) y el motor de elevación se pone en marcha para que descienda, con velocidad rápida. Cuando se activa el BE2VR1a o el BE2VR1b, cambia a velocidad lenta, hasta que detecta el BE2R1 y se detiene. Una vez se ha detenido, el motor de enclavamiento se activa y enclava.

#### 2.1.3.4. Apilador / desapilador

El apilador y el desapilador mecánicamente son el mismo elemento, pero tienen una secuencia de trabajo distinta. Consiste en una mesa de rodillos que incorpora una mesa de elevación excéntrica y que apila los skids en bloques (de hasta cinco niveles máximo) de skids encima de unos soportes mecánicos.



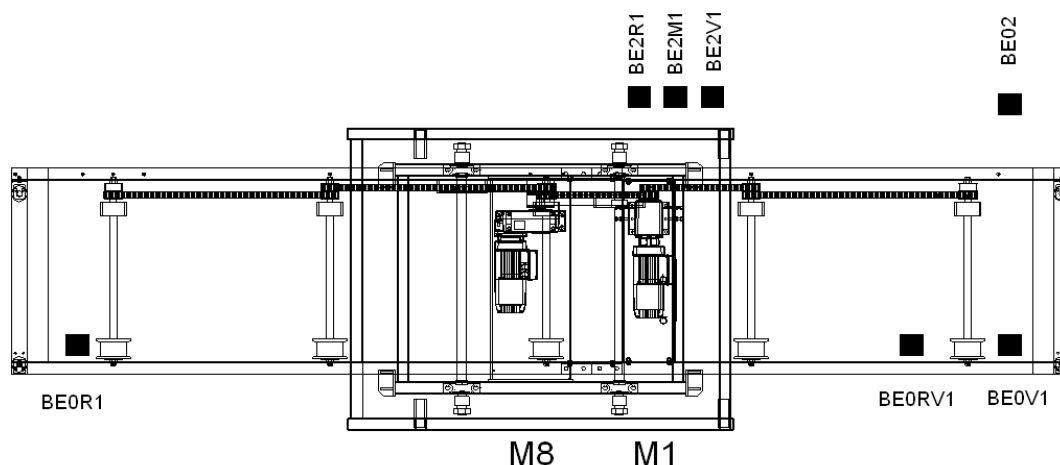
Ilustración 2-12. Detalle de un apilador/desapilador

Lleva, al igual que una mesa excéntrica, dos motores:

- 1 Motor de rodillos, M1 (Variador G120)
- 1 Motor de elevación, M8 (Variador G120)

Aunque tiene más detectores:

- BE0V1: Mesa de rodillos ocupado delante.
- BE0RV1: Rodillos, cambio de velocidad.
- BE0R1: Mesa de rodillos ocupado atrás.
- BE2R1: Mesa elevación posición abajo.
- BE2VR1: Mesa elevación posición cambio de velocidad abajo.
- BE2V1: Mesa elevación posición arriba.
- BE2M1: Mesa elevación posición intermedia.
- BE02: Mesa elevación control de nivel.



**Ilustración 2-13. Esquema de un apilador/desapilador**

El apilador funciona de la siguiente manera:

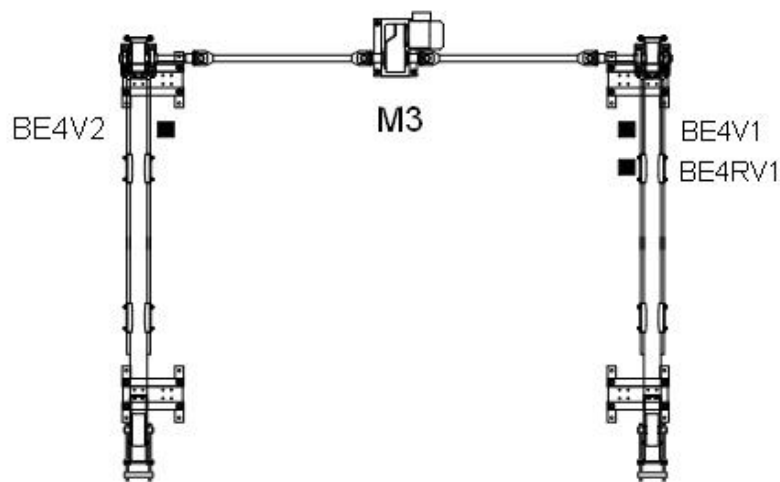
La mesa de elevación está inicialmente arriba (BE2V1) con o sin skids sobre las uñas. Cuando un skid entra, los rodillos se ponen en marcha con velocidad rápida, al detectar el BE0RV1 cambian a velocidad lenta y se detienen con el BE0V1. Se invierte el sentido de giro de los rodillos y para en BE0R1. A continuación la mesa de elevación desciende hasta posición intermedia (BE2M1), donde los skids residentes en el apilador (si los hay) reposaran sobre el que está en los rodillos. En este punto se comprueba el nivel de skids BE02, si ya se ha alcanzado la altura total (5 skids), se da salida a la pila, si no se sigue con la secuencia de apilado. Se avanza en velocidad lenta hasta BE0V1, para librar las uñas del apilador. Baja el apilador hasta BE2R1, se invierten los rodillos de nuevo hasta BE0R1 para finalmente subir hasta arriba (BE2V1), y dejar suspendida toda la pila de skids y esperar la entrada del siguiente.

Y el desapilador funciona a la inversa: inicialmente está vacío y en posición inferior BE2R1, para recibir la pila de skids arrancamos los rodillos en velocidad rápida hasta BE0RV1, donde se pasa a velocidad lenta para parar en BE0V1. Se eleva hasta posición intermedia BE2M1. Se invierte el giro de los rodillos en velocidad lenta hasta BE0R1.

En este punto la elevación sube hasta la cota superior BE2V1, quedando un skid encima de los rodillos y el resto de la pila suspendido sobre los soportes. Si el siguiente transporte está vacío los rodillos se ponen en marcha dando salida al skid. Cuando el skid está fuera se detienen los rodillos y baja el elevador a cota baja (BE2R1). Se comprueba si quedan skids (BE02). Si no quedan se puede dar entrada a un nuevo grupo. Si todavía quedan skids se repite el ciclo de desapilado.

#### 2.1.3.5. Transportador transversal

Un transferidor de bandas, o transportador transversal, consiste en dos bandas que avanzan a la vez y sobre las que se apoyan los skids. Ambas bandas son impulsadas por el mismo motor y se mueven de manera síncrona.



**Ilustración 2-14. Esquema de un Transportador Transversal**

Dispone de un único motor:

- 1 Motor cinta, M3 (con variador Sinamics G120D).

Y puede llevar hasta tres detectores:

- BE4V1: Cinta ocupada.
- BE4RV1: Cambio de velocidad R/L.
- BE4V2: Control de pieza.

Su funcionamiento es muy simple:

Las cintas transportan el skid en marcha rápida hasta que es detectado por el BE4RV1, entonces la cinta pasa a velocidad lenta, hasta que el skid es detectado por el BE4V1, y la cinta se detiene. En algunos casos, las cintas incorporan un sensor de control de pieza (BE4V2), como cuando la cinta tiene un tope centrador de skids o cuando la cinta es de salida (es la última de una serie de varias cintas).

#### 2.1.4. Características de las carrocerías

La carga a transportar y almacenar con las carrocerías de varios modelos de vehículo. El peso máximo de una carrocería es de 750 Kg. y sus dimensiones máximas son:  
Anchura x Longitud x Altura : 2.000 mm x 4.600 mm x 1.800 mm.



**Ilustración 2-15. Ejemplo de carrocerías (ya montadas en coches)**

#### 2.1.5. Transelevador

El transelevador es el elemento principal del almacén. Se trata de una máquina de elevación y transporte capaz de recoger y entregar carrocerías en cualquier ubicación del almacén.

Se opta por un modelo bicolonna, por adaptarse perfectamente a las dimensiones y peso de la carga y medidas del almacén. Se necesita una gran resistencia y rigidez en la dirección longitudinal “x” para soportar los esfuerzos debidos a las inercias durante las aceleraciones. Este tipo de estructura no añade momentos flectores a la sollicitación de las columnas por no estar la carga en voladizo en esta dirección. Únicamente se encuentra la carga en voladizo en la dirección transversal “z” cuando se extienden las horquillas, pero en este caso la distancia es relativamente pequeña y el momento es soportado por las dos columnas conjuntamente.

Su fabricación es bastante compleja, requiriendo de unas tolerancias estrictas debido a la necesidad de una elevada precisión de cara al posicionamiento.

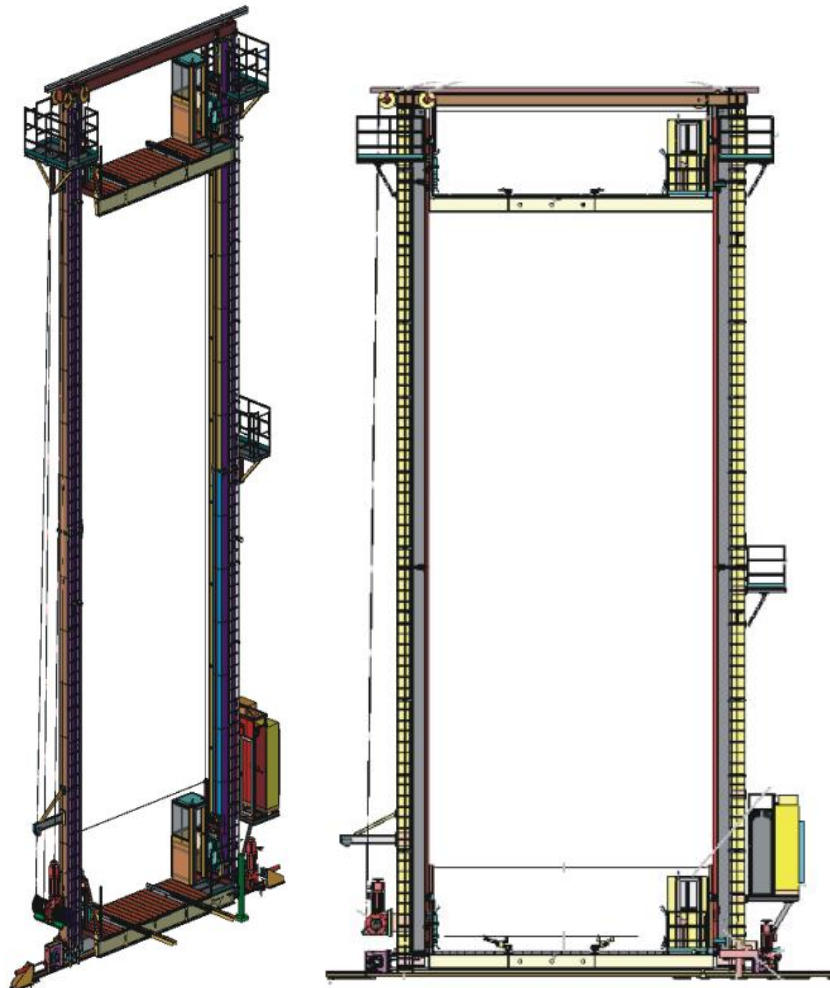
En cuanto a su funcionamiento, tiene 3 tipos de movimientos:

- Horizontal en la dirección del pasillo. El transelevador entero se mueve sobre el carril gracias a un motor de traslación
- Vertical de la cesta. Ésta recorre las columnas soportada por dos cables de elevación que son accionados por un motor de elevación
- Transversal. Las horquillas, situadas sobre la cesta, se extienden o retraen mediante un motor propio.



Lleva multitud de sensores y accionamientos para su posicionamiento y regulación y está dirigido por un armario principal que lo coordina con el resto de equipos de la instalación del almacén.

A continuación se puede apreciar un transelevador como el que se estudia en este proyecto.

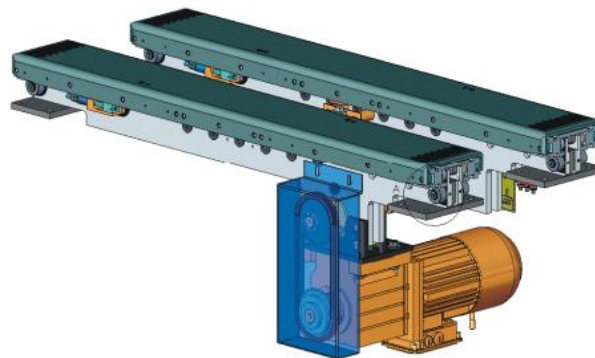


**Ilustración 2-16. Transelevador**

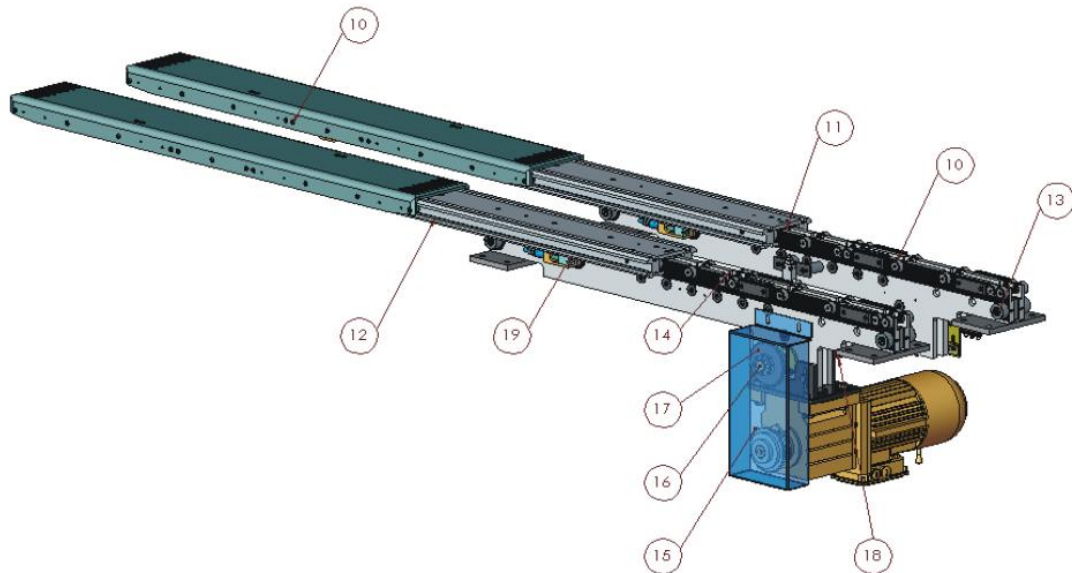
Su construcción se puede dividir en varios elementos principales:

- Bastidor inferior
  - o Rueda motriz (con motorreductor de traslación)
  - o Rueda libre
- Columnas
  - o Grupo de elevación (cables + tambor + motorreductor de elevación)
- Dintel superior
  - o Poleas
- Cesta de elevación
  - o Horquillas

Aquí se muestran las horquillas junto con su ficha técnica, las cuáles permanecerán fuera de este estudio y se considerarán elementos de compra.



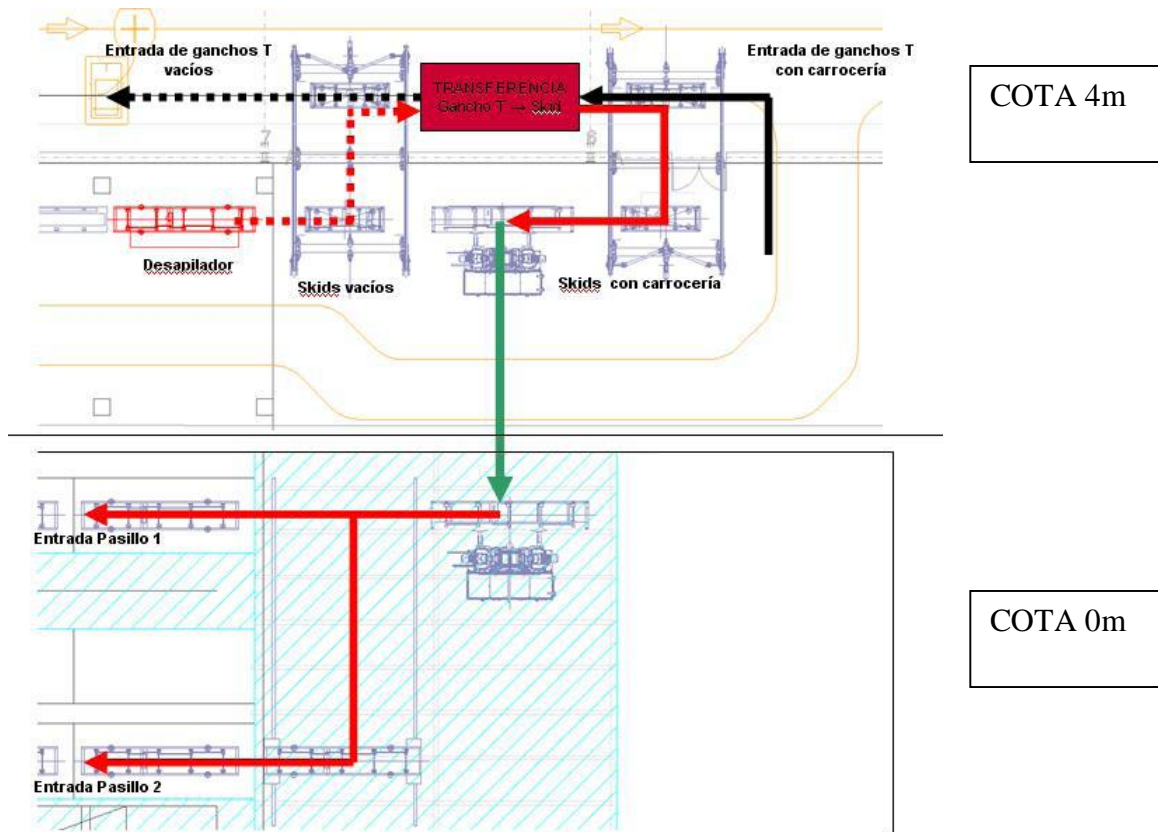
**Ilustración 2-17. Horquillas retraídas**



**Ilustración 2-18. Horquillas extendidas**

## 2.2. *Funcionamiento de la instalación*

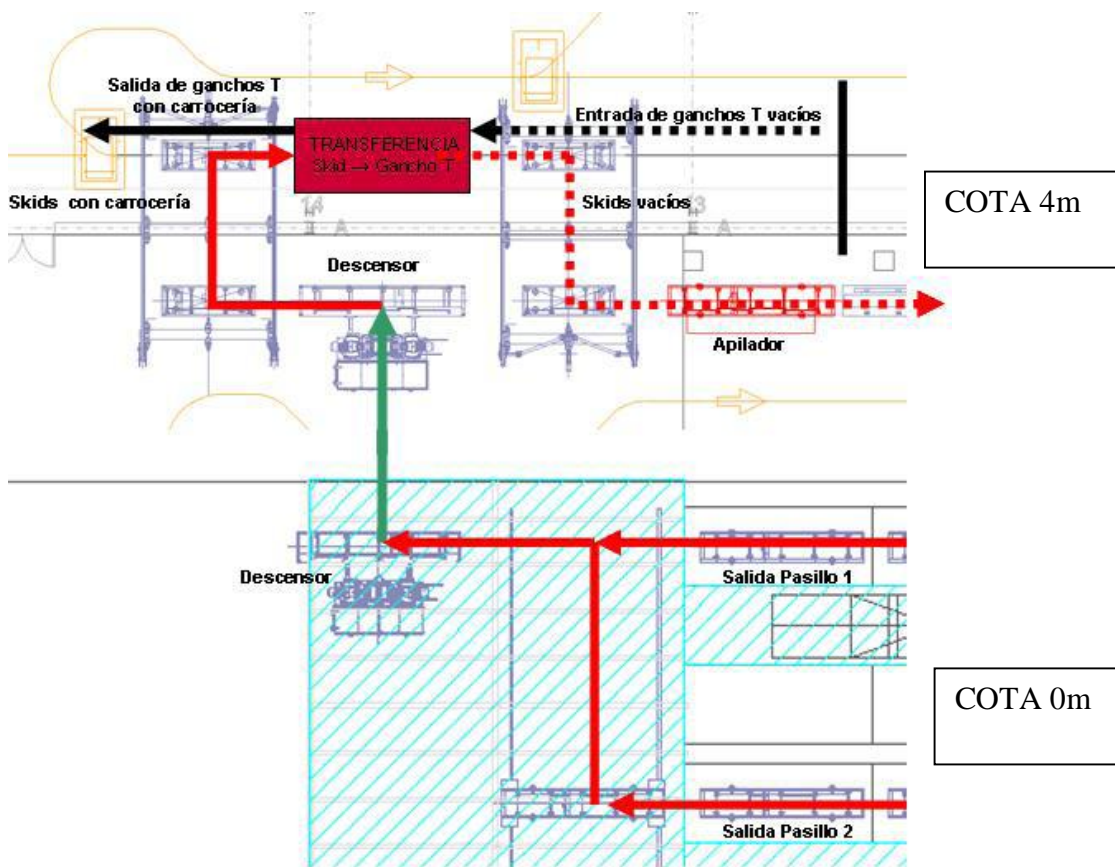
El flujo de entrada al almacén, que se realiza mediante transportadores de Skid, se describe a continuación.



**Ilustración 2-19. Flujo de entrada de skids**

Tras ser descargada del gancho, la carrocería es recogida por el skid (proveniente del pulmón de acumulo de vacíos) y pasa a la mesa excéntrica. Ésta desciende haciendo que el skid repose sobre el transportador transversal, por el cual viaja hasta la mesa excéntrica situada en su otro extremo. A continuación la mesa excéntrica se eleva y entran en funcionamiento los rodillos para que la carrocería entre en elevador, que la sube hasta el nivel superior. En el nivel superior la carrocería sale del elevador para colocarse en el carro de transbordo, que se situará según corresponda en uno de los dos pasillos para que la carrocería vaya hasta la mesa de transferencia donde será recogida por el transelevador.

El flujo de salida del almacén es similar al descrito anteriormente y se refleja en el siguiente gráfico:



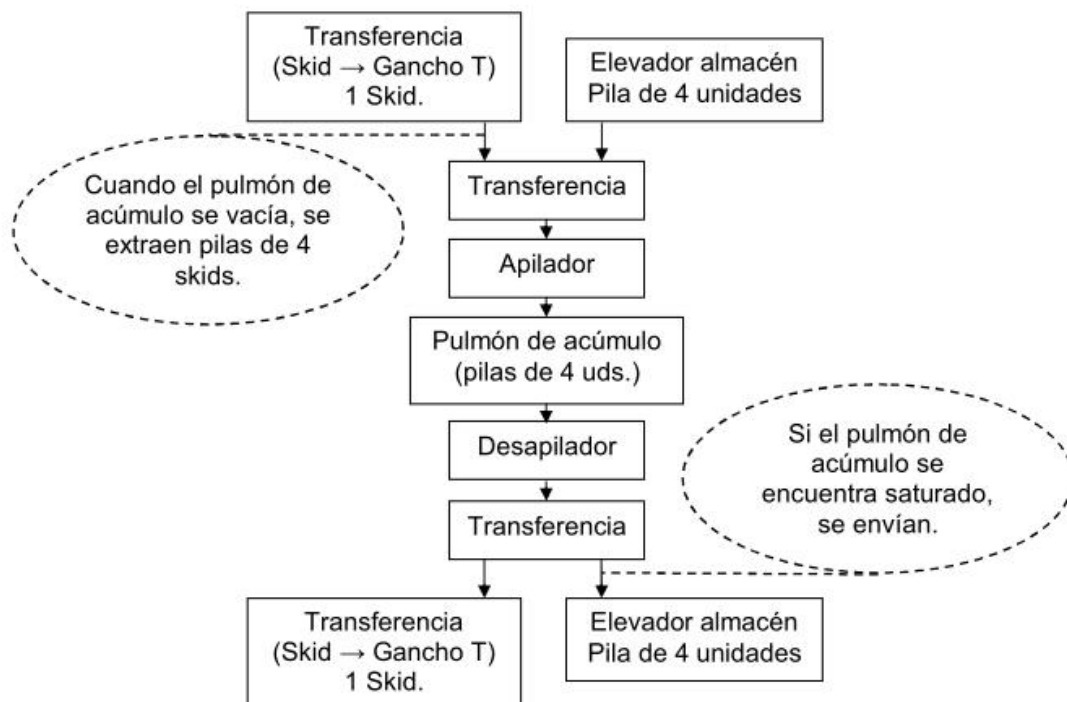
**Ilustración 2-20. Flujo de salida de skids**

En cuanto a los skids vacíos que se suministran en la estación de transferencia de pulpo a skid, provienen del circuito de acumulo de skids vacíos (pulmón de aculumulo), como se muestra en la figura.



**Ilustración 2-21. retorno de skids vacíos**

A continuación se describe el proceso que siguen los skids.



**Ilustración 2-22. Funcionamiento del almacén**

### 2.3. Cálculo del tiempo de ciclo de la instalación

En las instalaciones de procesos productivos el tiempo de ciclo es algo fundamental, ya que todas las fases deben tener el mismo tiempo máximo de ciclo para que no se produzcan los llamados “cuellos de botella”, consistentes en un retraso de todo el proceso producido por una fase que tiene un tiempo de ciclo mayor al resto. En este caso el tiempo de ciclo requerido es de 60 segundos, que se considera aceptable y acorde con el resto de las instalaciones del taller.

Para cumplir este requisito, todas las fases deberán tener un tiempo de ciclo menor o igual a 60 segundos. Como hay dos transelevadores bastaría con que tuvieran un ciclo de 120 segundos cada uno, pero se diseñará para el caso en que uno de ellos esté averiado y sea imprescindible continuar la producción. Las mesas de rodillos, excéntricas, elevadores, apiladores, etc. no se analizarán durante este estudio, pero obviamente son más rápidas que los transelevadores, que serán los elementos críticos del almacén. Se debe distinguir entre un ciclo simple y uno doble.

En un ciclo simple el transelevador recoge la carga de la mesa de transferencia (de entrada), la deposita en su lugar correspondiente dentro del almacén y vuelve a la mesa de transferencia (de entrada) para la próxima recogida. Este proceso también se puede realizar a la inversa extrayendo la carga del almacén.



En un ciclo doble el transelevador recoge la carrocería, la deposita en su lugar y a continuación extrae otra carrocería para entregarla en la mesa de transferencia de salida (en el otro extremo del almacén) y volver a la mesa de transferencia de entrada.

A continuación se analizarán los tiempos de ciclo de cada fase del transelevador, partiendo de unas velocidades y aceleraciones que se consideran seguras para el funcionamiento de la máquina:

	Velocidad m/s	Aceleración m/s <sup>2</sup>
Elevación cesta [eje y]	60	0,5
Traslación longitudinal [eje x]	160	0,5
Horquilla CARGADA [eje z]	48	0,5
Horquilla DESCARGADA [eje z]	96	1,2

Tabla 2-1. Velocidad y aceleraciones

Con estas velocidades se obtienen los tiempos de ciclo, mediante un cálculo basado en rampas de aceleración y frenado con movimiento uniformemente acelerado y zonas de transporte con velocidad constante.

A continuación se ofrece una gráfica velocidad-tiempo válida para cualquier movimiento de la máquina.

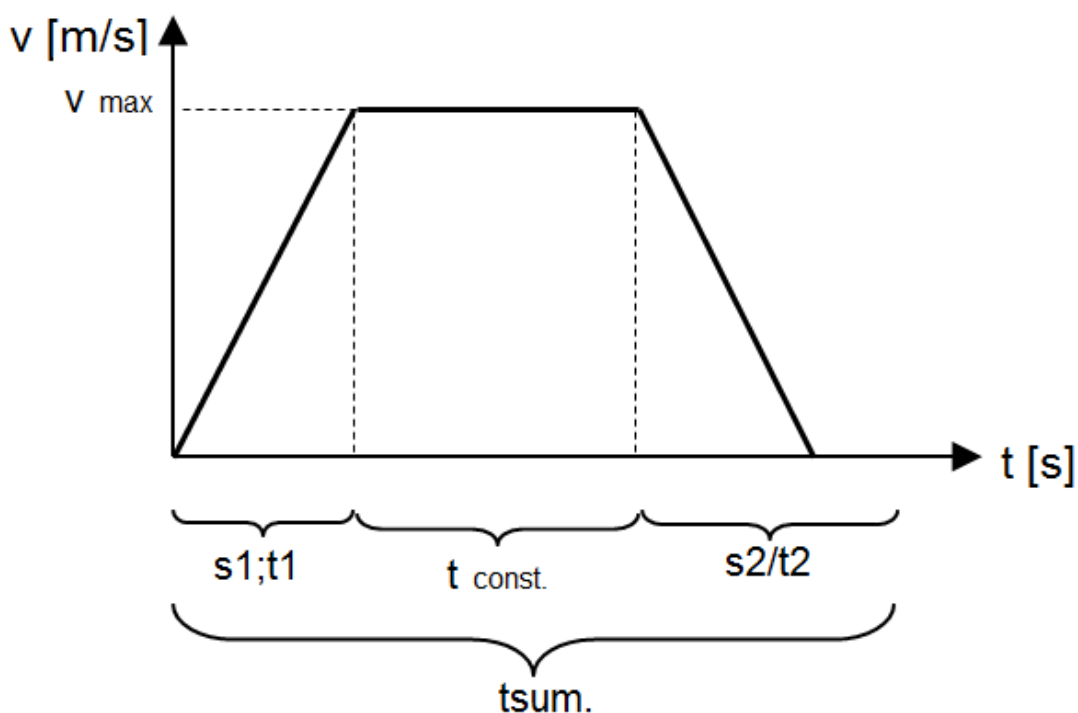


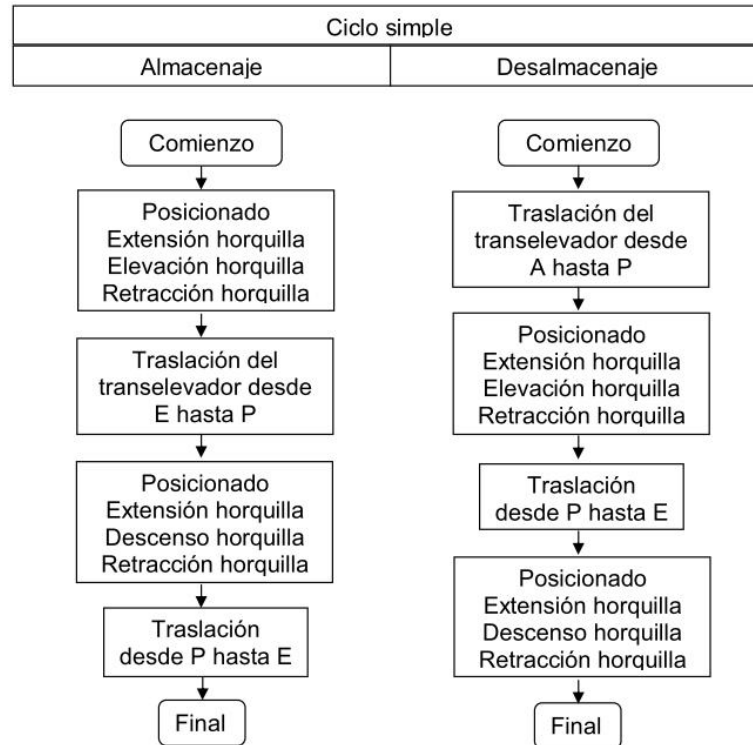
Ilustración 2-23. Gráfica V-t

Donde:

- $t_1$ , tiempo de aceleración.
- $t_{const.}$ , tiempo a velocidad constante.
- $t_2$ , tiempo de frenado.
- $t_{sum} = t_1 + t_{const.} + t_2$ , tiempo total del movimiento.

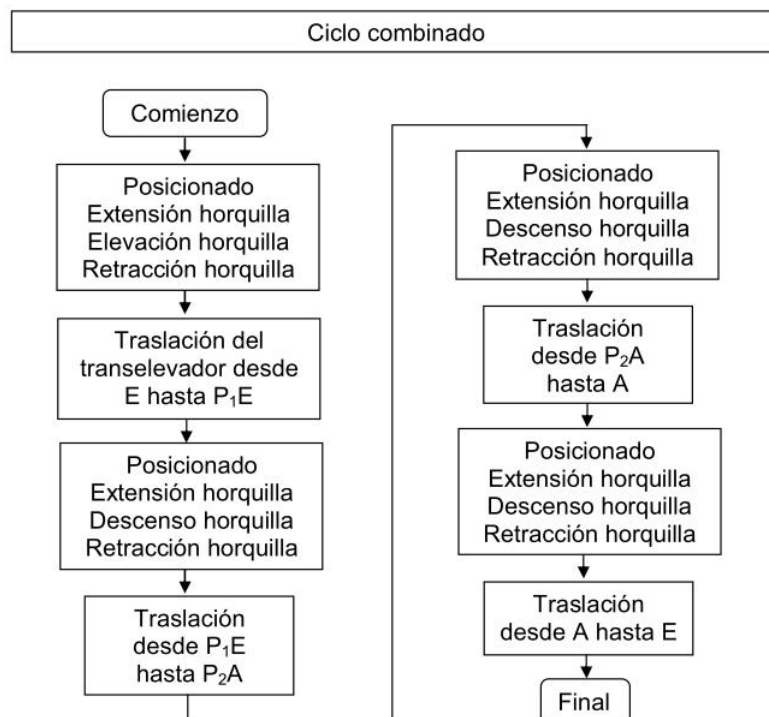
Una vez obtenidos los tiempos de cada movimiento se calcula el valor de los tiempos de ciclo medios, según el apartado 3 de la norma UNE-58912. Se denomina tiempo de ciclo a la duración de una secuencia de movimientos, habiendo dos tipos de ciclos: simple y combinado.

Ciclo simple:



**Ilustración 2-24. Esquema ciclo simple**

Ciclo combinado:



**Ilustración 2-25. Esquema ciclo combinado**

Según estos esquemas el tiempo de ciclo de un transelevador es la suma de tiempos de valor constante ( $t_{01}$  y  $t_{02}$ ) y tiempos variables debidos a las traslaciones. Dicho tiempos dependen de datos técnicos de los transelevadores (aceleraciones, velocidades, tiempos de posicionado, etc.) y de las traslaciones en los distintos ejes X, Y y Z.

El tiempo medio del ciclo es un valor estadístico, el cual presupone que todos los huecos de la estantería en un periodo de tiempo son accedidos uniformemente. La determinación exacta de los tiempos de ciclo medios sería muy compleja y habría que tener en cuenta niveles de ocupación y otros datos estadísticos, por lo que se opta por el cálculo mediante un método de cálculo simplificado que ha dado buenos resultados en la práctica y mediante el cual se consigue una buena aproximación a la realidad. En cualquier caso siempre estaremos del lado de la seguridad, ya que este método supone una ocupación uniforme de los huecos y en la práctica el sistema gestiona el almacén de modo que siempre se utilice el hueco más cercano posible.

Para el cálculo de los tiempos de ciclo escogemos nuestro almacén con puntos punto de recogida E y de entrega A, y nichos  $P_1$  y  $P_2$ . La determinación de los puntos teóricos de referencia de  $P_1$  y  $P_2$  resulta de la configuración propia del almacén y se determinan en función del tipo de funcionamiento que se elija.

En nuestro caso simplificaremos los cálculos empleando el caso 2 que indica la norma: recogida en E y entrega en A.

El almacén tiene dos pasillos, cada uno de ellos con dos estanterías a cada lado sumando un total de 4 estanterías. Cada estantería está formada por 7 filas y 10 columnas y los nichos tienen unas dimensiones de 6 m de largo x 2,5 m de alto. En total hay 280 nichos en el almacén, de los cuales 4 son de entrega/recogida del transelevador, teniendo una capacidad total de 276 carrocerías.



## Caso 2: Punto de recogida en vértice E; Traslado a vértice A

La norma nos indica los siguientes ejemplos de movimientos dentro del caso escogido:

### Tiempo para un ciclo medio simple: almacenaje.

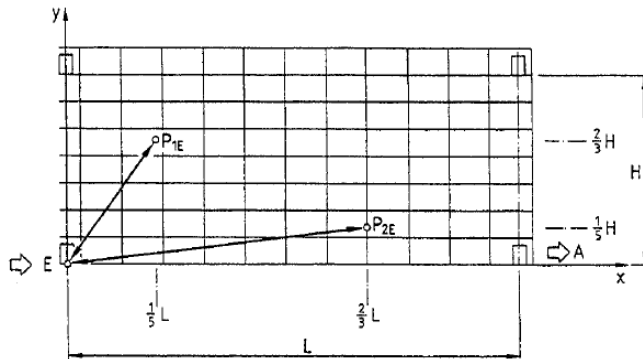


Ilustración 2-26. Nichos ciclo simple, almacenaje

Donde el tiempo medio se calcula según:

$$t_{m1} = \frac{1}{2} \cdot (t_{P1E} + t_{P2E}) + t_{01}$$

### Tiempo para un ciclo medio simple: desalmacenaje.

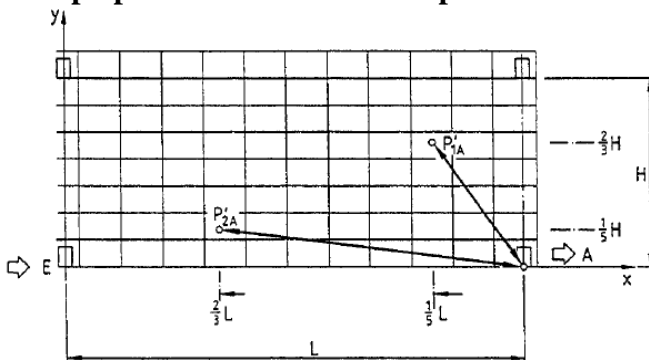


Ilustración 2-27. Nichos ciclo simple, desalmacenaje

Donde el tiempo medio se calcula según:

$$t_{m1} = \frac{1}{2} \cdot (t_{P'1A} + t_{P'2A}) + t_{01}$$

### Tiempo para un ciclo medio combinado.

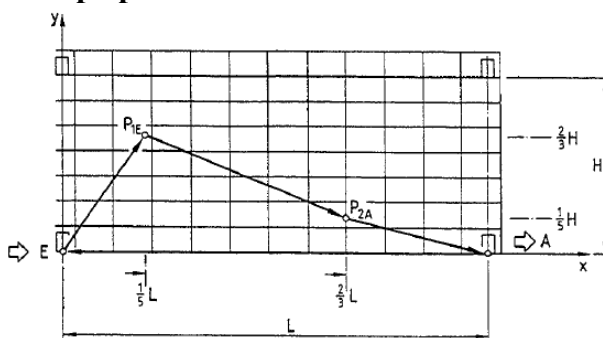


Ilustración 2-28. Nichos ciclos combinado 1

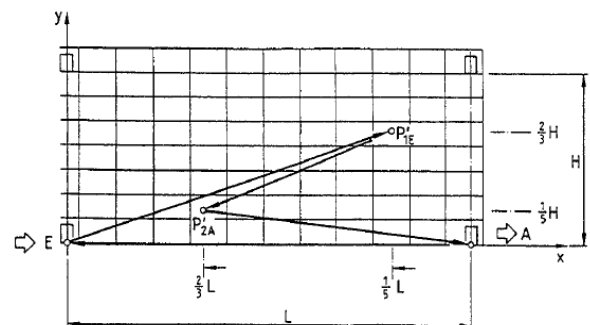


Ilustración 2-29. Nichos ciclos combinado 1

Donde el tiempo medio se calcula según:  $t_{m2} = \frac{1}{2} \cdot (t_{P1E;P2A;A;E} + t_{P'1E;P'2A;A;E}) + t_{02}$

**Leyenda:**

- $t_{PiE}$ : tiempo empleado en el trayecto i/v entre los puntos de recogida [E] y  $P_1$
- $t_{PiA}$ : tiempo empleado en el trayecto i/v entre los puntos de entrega [A] y  $P_1$
- $t_{PiE, PiA}$ : tiempo empleado en el trayecto entre el punto de recogida [E] y  $P_1$ , de éste a  $P_2$ , y desde este último al punto de entrega [A]
- $t_{01,02}$ : tiempo empleado en el posicionado, elevación de la cesta y la extensión y recogida de las horquillas para cada una de las posiciones de parada (E, A,  $P_1$ ,  $P_2$ ).

Para el caso en estudio, la norma dicta la siguiente relación ubicación de nichos ( $P_1$  y  $P_2$ ) en función de la altura y longitud del almacén.

Punto	X m	Y m
E	0	0
A	L	0
$P_1$ E	$1/5L$	$2/3H$
$P_2$ E	$2/3L$	$1/5H$
$P'_1$ A	$1/5L$	$2/3H$
$P'_2$ A	$2/3L$	$1/5H$

**Tabla 2-2. Distancias teóricas nichos**

En este caso, los puntos se corresponden dadas las características del almacén, tenemos:

Punto	X m	Y m
E	0	0
A	54	0
$P_1$ E	10,8	10
$P_2$ E	36	3
$P'_1$ A	43,2	10
$P'_2$ A	18	3

**Tabla 2-3. Distancias prácticas nichos**

Esquemáticamente, la situación de los puntos escogidos queda como sigue dentro del almacén:

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
7											15
6											12,5
5			$P_1E(10,8-10)$					$P'_1A(43,2-5)$			10
4											7,5
3				$P'_2A(18-12)$			$P_2E(36-3)$				5
2											2,5
1	$E(0-0)$									$A(54-0)$	0
	0	6	12	18	24	30	36	42	48	54	

**Tabla 2-4. Representación práctica nichos**

Previamente a la determinación de los tiempos de ciclo del sistema es necesario comprobar la idoneidad de la relación entre velocidades de traslación, elevación con la geometría del almacén. Esta idoneidad se verifica con el parámetro 'a' que viene dado por la siguiente ecuación:

$$a = \frac{H}{L} \cdot \frac{v_x}{v_y} = \frac{15m}{54m} \cdot \frac{160m/min}{60m/min} = 0,74$$

Donde:

- $H$ , recorrido máximo de elevación. [m]
- $L$ , recorrido máximo de traslación. [m]
- $v_x$ , velocidad máxima de traslación. [m/min]
- $v_y$ , velocidad máxima de traslación. [m/min]

El valor se encuentra entre 0,5 y 2 por lo que es válido. Una relación de  $a=1$  indica que el vector velocidad absoluta (traslación + elevación) coincide con la diagonal del almacén.

## Caso 2: Punto de recogida en vértice E; Traslado a vértice A

Con las ubicaciones anteriormente descritas y la cinemática del transelevador determinaremos los tiempos de cada uno de los trayectos para los cálculos de los tiempos de ciclo.

Para cada uno de los posibles trayectos (sólo de ida) se calculan los tiempos de ciclo en elevación y traslación para determinar cuál de los es mas condicionante. En la siguiente tabla se reflejan estos tiempos y resaltan los críticos.

		Aceleración		Vel. Constante		Deceleración		Tiempo TOTAL	
Movimiento	Recorrido m	Tiempo s	Distancia m	Tiempo s	Distancia m	Tiempo s	Distancia m		
E-P1E	→ E-P1E	12	5,33	6,00	0,00	0,00	5,33	6,00	9,80
	↑ E-P1E	10	2,00	1,00	8,00	8,00	2,00	1,00	12,00
E-P2E	→ E-P2E	36	5,33	7,11	8,17	21,78	5,33	7,11	18,83
	↑ E-P2E	5	2,00	1,00	3,00	3,00	2,00	1,00	7,00
A-P1A	→ A-P1A	12	5,33	6,00	0,00	0,00	5,33	6,00	9,80
	↑ A-P1A	10	2,00	1,00	8,00	8,00	2,00	1,00	12,00
A-P2A	→ A-P2A	36	5,33	7,11	8,17	21,78	5,33	7,11	18,83
	↑ A-P2A	5	2,00	1,00	3,00	3,00	2,00	1,00	7,00
P1E-P2E	→ P1E-P2E	24	5,33	7,11	3,67	9,78	5,33	7,11	14,33
	↑ P1E-P2E	5	2,00	1,00	3,00	3,00	2,00	1,00	7,00
P1A-P2A	→ P1A-P2A	24	5,33	7,11	3,67	9,78	5,33	7,11	14,33
	↑ P1A-P2A	5	2,00	1,00	3,00	3,00	2,00	1,00	7,00
P2E-A	→ P2E-A	18	5,33	7,11	1,42	3,78	5,33	7,11	12,08
	↑ P2E-A	5	2,00	1,00	3,00	3,00	2,00	1,00	7,00
P2A-E	→ P2A-E	18	5,33	7,11	1,42	3,78	5,33	7,11	12,08
	↑ P2A-E	5	2,00	1,00	3,00	3,00	2,00	1,00	7,00
E-P1A	→ E-P1A	42	5,33	7,11	10,42	27,78	5,33	7,11	21,08
	↑ E-P1A	10	2,00	1,00	8,00	8,00	2,00	1,00	12,00
E-A	→ E-A	54	5,33	7,11	14,92	39,78	5,33	7,11	25,58
	↑ E-A	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabla 2-5. Tiempos parciales

En resumen, los tiempos de desplazamiento de cada una de las distintas trayectorias queda como sigue:

Por otra parte se tiene que los tiempo fijos, provenientes del movimiento horizontal de la horquilla y vertical de la cesta para entregar o recoger la carrocería.

- $t_{01} = 21,65 \text{ s}$
- $t_{02} = 43,29 \text{ s}$

	Tiempo s
E-P□E	12,00
E-P2E	18,83
A-P1A	12,00
A-P2A	18,83
P1E-P2E	14,33
P1A-P2A	14,33
P2E-A	12,08
P2A-E	12,08
E-P1A	21,08
E-A	25,58

Tabla 2-6. Tiempos de ciclo variables

	Recorrido (m)	Tiempo (s)	Distancia (m)	Tiempo (s)	Distancia (m)	Tiempo (s)	Distancia (m)	Tiempo TOTAL (s)
Descarga	3	1,33	1,07	0,54	0,87	1,33	1,07	3,21
Carga	3	1,60	0,64	2,15	1,72	1,60	0,64	5,35
Elevación.	0,2	0,63	0,10	0,00	0,00	0,63	0,10	1,26

Tabla 2-7. Tiempos de ciclo fijos

Por tanto la relación de tiempos de ciclo queda:

**Tiempo para un ciclo medio simple: almacenaje.**

$$t_{m1} = \frac{1}{2} \cdot (t_{P1E} + t_{P2E}) + t_{01} = \frac{1}{2} \cdot (12 \cdot 2 + 18,83 \cdot 2) + 21,65 = 52,48 \text{ s}$$

**Tiempo para un ciclo medio combinado.**

$$t_{m2} = \frac{1}{2} \cdot (t_{P1E;P2A;A;E} + t_{P1E;P2A;A;E}) + t_{02} =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot [(12 + 14,33 + 18,83 + 25,58) + (21,08 + 14,33 + 18,83 + 25,58)] + 43,29 = 115,21 \text{ s}$$

- $t_{m1} = 52,48 \text{ s} < 60 \text{ s}$
- $t_{m2} = 115,21 \text{ s} < 120 \text{ s}$

Puesto que los tiempos de ciclo medio calculados están por debajo del exigido (60 para tiempo de ciclo simple, 120 para ciclo combinado), las características cinemáticas escogidas para los motores de traslación / elevación y de las horquillas se consideran validas.

A continuación de muestra un ejemplo para el ciclo de almacenaje simple partiendo desde E, alojando la carga en P<sub>1E</sub> y posteriormente regresando a E.

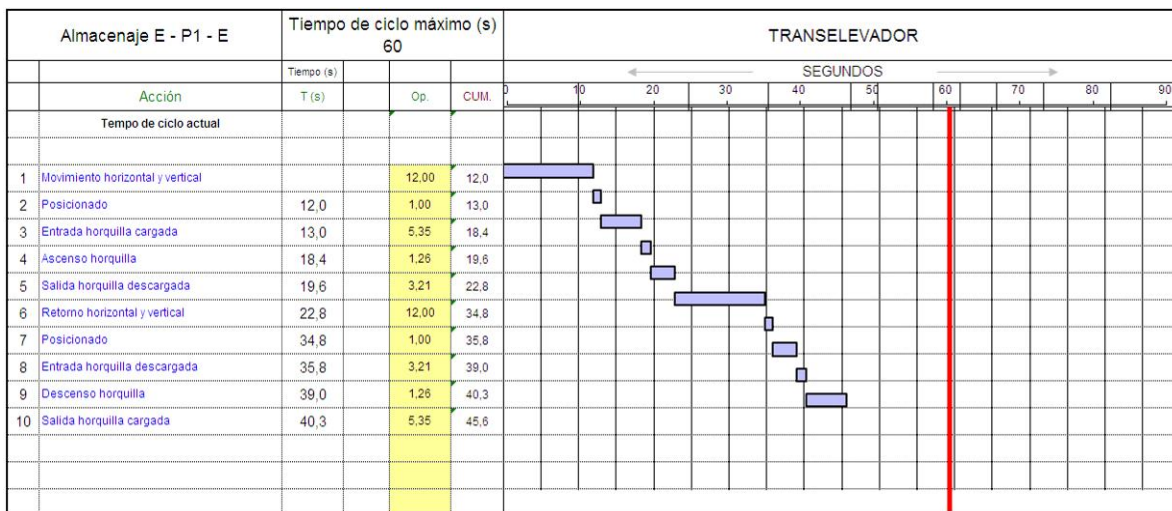


Ilustración 2-30. Representación gráfica de tiempo de ciclo E – P1 – E

## 2.4. Transelevador: dimensiones y clasificación

### 2.4.1. Dimensiones

Para cumplir con los requerimientos del almacén el transelevador tiene que tener una determinada altura, longitud, ancho, extensión de las horquillas, etc.

También tendrá que estar dimensionado para soportar los esfuerzos necesarios, tener una buena estabilidad, etc.

Para comenzar se establecerán unos parámetros básicos del transelevador.

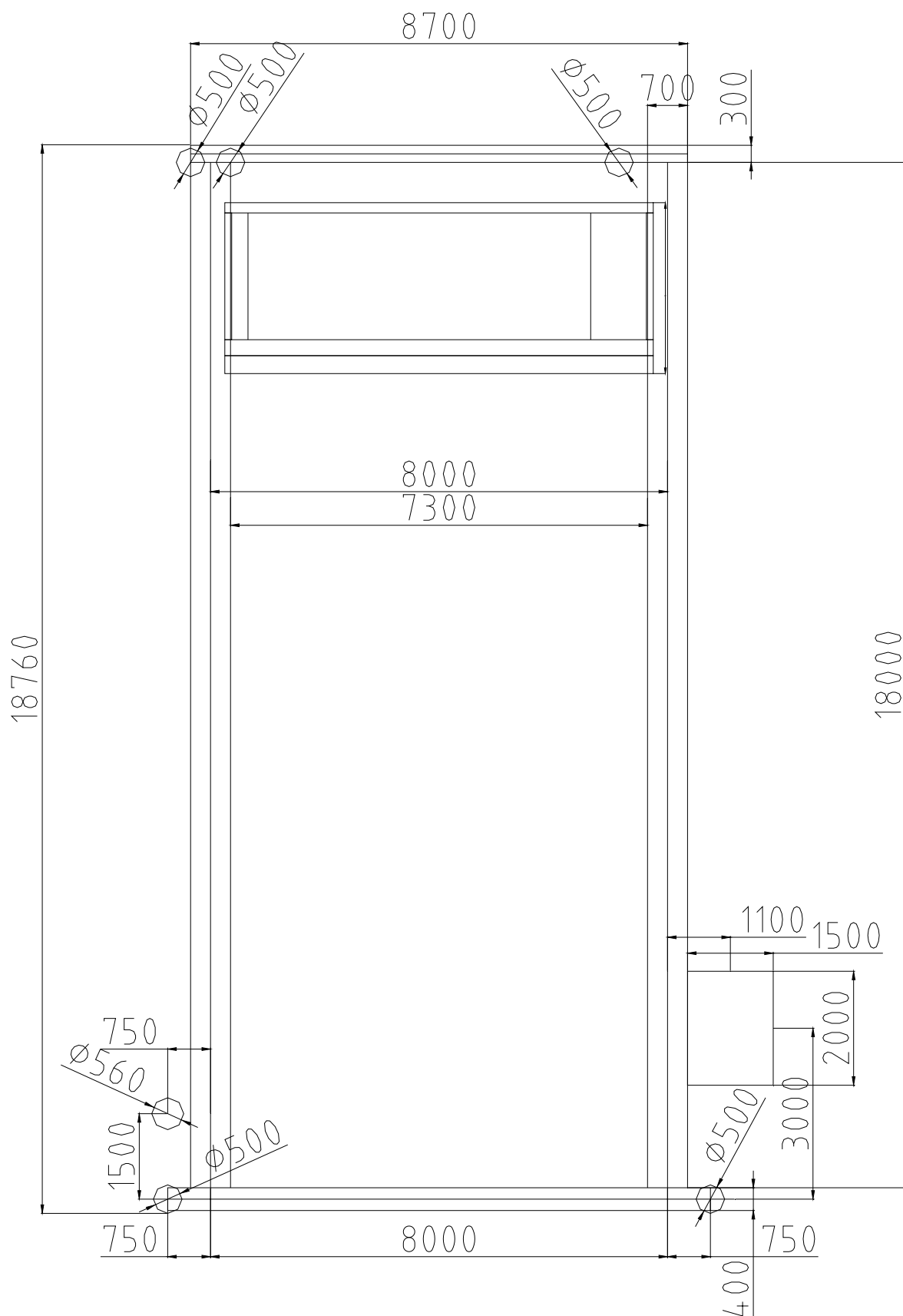


Ilustración 2-31. Medidas generales del transelevador

## 2.4.2. Clasificación

### 2.4.2.1. Aparato de elevación: Transelevador

Según la norma UNE 58112-1, se pueden clasificar los aparatos de elevación en función de:

- Clase de utilización
- Carga

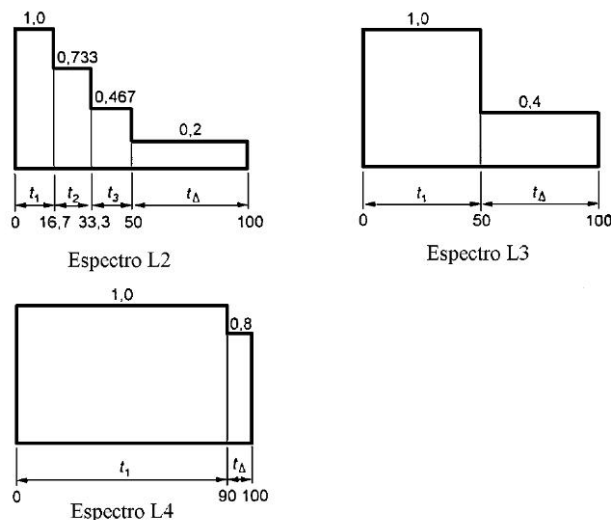
Una vez que se definen los parámetros de clase (relacionado con el uso – ciclos de maniobra) y carga transportada por el transelevador, se obtiene la clasificación del transelevador como aparato.

La utilización de una máquina representa los ciclos de maniobra que ésta va a estar funcionando a lo largo de su vida. Cuanto más ciclos efectúe más sufrirán todos los elementos mecánicos.

Clase de utilización	Número máximo de ciclos de maniobra	Observaciones
$U_0$	$1,6 \times 10^4$	Utilización ocasional
$U_1$	$3,2 \times 10^4$	
$U_2$	$6,3 \times 10^4$	
$U_3$	$1,25 \times 10^5$	
$U_4$	$2,5 \times 10^5$	Utilización regular en servicio ligero
$U_5$	$5 \times 10^5$	Utilización regular en servicio intermitente
$U_6$	$1 \times 10^6$	Utilización regular en servicio intensivo
$U_7$	$2 \times 10^6$	Utilización intesiva
$U_8$	$4 \times 10^6$	
$U_9$	Más de $4 \times 10^6$	

**Tabla 2-8. Clases de utilización aparatos**

El factor de carga del transelevador es una medida de la carga media con la que va a trabajar el mismo. Dentro de esta carga se incluye, por supuesto, el peso propio del transelevador.



**Ilustración 2-32. Espectros de carga**

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de las cargas $K_p$	Observación
Q1-Ligero	0,125	Aparato que levanta raramente la carga máxima de servicio y corrientemente cargas muy pequeñas
Q2-Moderado	0,25	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas
Q3-Pesado	0,5	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas medianas
Q4-Muy pesado	1	Aparato que corrientemente maneja cargas próximas a la carga máxima de servicio

**Tabla 2-9. Estados de carga aparatos**

En función de la clase de utilización y del estado de cargas se define la clasificación del aparato. Este parámetro nos da una idea de la “dureza” o intensidad del servicio que el transelevador como máquina va a realizar.

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de las cargas $K_p$	Clases de utilización y número máximo de ciclos de maniobra del aparato									
		U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1-Ligero	0,125	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2-Moderado	0,25	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3-Pesado	0,5	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4-Muy pesado	1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

**Tabla 2-10. Clasificación aparatos**

Además de clasificar el transelevador como aparato de elevación se clasificarán sus distintos mecanismos.



### 2.4.2.1. Mecanismo: Traslación

Los mecanismos se definen por unas tablas similares a los aparatos.

Clase de utilización	Duración total del servicio (h)	Observaciones
T <sub>0</sub>	1,6 x 10 <sup>4</sup>	Utilización ocasional
T <sub>1</sub>	3,2 x 10 <sup>4</sup>	
T <sub>2</sub>	6,3 x 10 <sup>4</sup>	
T <sub>3</sub>	1,25 x 10 <sup>5</sup>	
T <sub>4</sub>	2,5 x 10 <sup>5</sup>	Utilización regular en servicio ligero
T <sub>5</sub>	5 x 10 <sup>5</sup>	Utilización regular en servicio intermitente
T <sub>6</sub>	1 x 10 <sup>6</sup>	Utilización regular en servicio intensivo
T <sub>7</sub>	2 x 10 <sup>6</sup>	Utilización intesiva
T <sub>8</sub>	4 x 10 <sup>6</sup>	
T <sub>9</sub>	Más de 4 x 10 <sup>6</sup>	

**Tabla 2-11. Clases de utilización mecanismos**

Estado de carga	Coficiente nominal del espectro de las cargas K <sub>p</sub>	Observación
L1-Ligero	0,125	Mecanismo sometido excepcionalmente a la carga máxima de servicio y corrientemente cargas muy pequeñas
L2-Moderado	0,25	Mecanismo sometido con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas
L3-Pesado	0,5	Mecanismo sometido con bastante frecuencia a su carga máxima de servicio y corrientemente a cargas medias
L4-Muy pesado	1	Mecanismo corrientemente sometido a su carga máxima de servicio

**Tabla 2-12. Estados de carga mecanismos**

Estado de carga	Coficiente nominal del espectro de las cargas K <sub>p</sub>	Clases de utilización del mecanismo									
		T <sub>0</sub>	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	T <sub>7</sub>	T <sub>8</sub>	T <sub>9</sub>
L1-Ligero	0,125	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2-Moderado	0,25	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3-Pesado	0,5	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4-Muy pesado	1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

**Tabla 2-13. Clasificación mecanismos**

El mecanismo de traslación funcionará durante aproximadamente en mismo tiempo que el transelevador como conjunto y manejará cargas próximas a la máxima, pues su peso propio representa un porcentaje muy alto de la carga.

$$Duración = 4 h/día \cdot 300 días/año \cdot 30 años = 36.000h$$

Su clasificación será por lo tanto: T<sub>2</sub>, L<sub>4</sub> → M<sub>4</sub>

Y la del mecanismo de elevación, con las mismas horas de funcionamiento pero un estado de carga pesado: T<sub>2</sub>, L<sub>3</sub> → M<sub>3</sub>

## 2.5. Motorreductor de traslación

Para conseguir el movimiento deseado de traslación se debe accionar el eje de la rueda motriz con los requerimientos de par y velocidad adecuados. Para ello se utilizará un motor eléctrico de corriente alterna (trifásico asíncrono con rotor tipo “jaula de ardilla”) accionado mediante un variador de frecuencia y acoplado a un reductor.

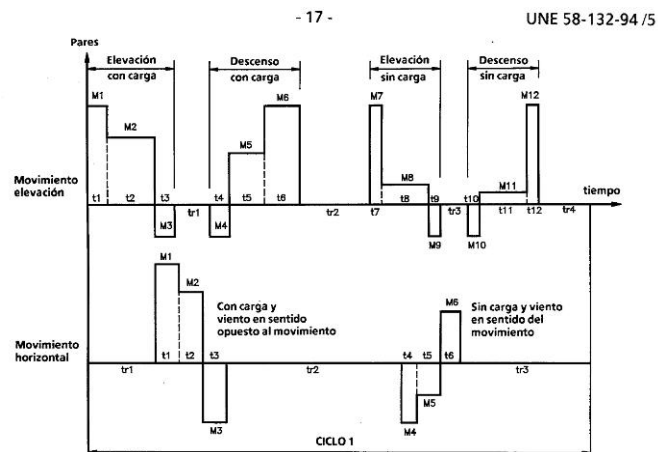


Ilustración 2-33. Motorreductor de traslación y gráfico Tiempo-Par

### 2.5.1. Revoluciones necesarias en eje de traslación

La velocidad angular necesaria en el eje de la rueda se obtiene conociendo la velocidad lineal de traslación deseada y el radio de la rueda.

$$\omega_{rueda} = \frac{v}{R} = \frac{160 \text{ m/min}}{0,25 \text{ m}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 10,66 \text{ rad / s}$$

$$n_{rueda} = \frac{\omega_{rueda} \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 101,86 \text{ r.p.m.}$$

Donde:

- v, velocidad lineal de traslación máxima.
- R, radio de la rueda motriz.

En el eje motor la velocidad angular vendrá dada por la relación de transmisión del reductor. Para este cálculo hemos preseleccionado un motorreductor con índice de reducción  $i=13,43$ .

$$n_{motor} = n_{rueda} \cdot i = 101,86 \text{ r.p.m.} \cdot 13,43 = 1.367,97 \text{ r.p.m.}$$

Para la preselección del motorreductor, aplicamos la fórmula:

$$P_a = F \cdot v = a \cdot (m + m_L) \cdot v = 16.214 \text{ kg} \cdot 0,5 \text{ m/s}^2 \cdot 2,667 \text{ m/s} = 21.621,37 \text{ W} = 21,61 \text{ kW}$$

Y elegimos un motorreductor cónico SEW de:

- $P_m = 22 \text{ kW}$
- $i = 13,43$
- $n_a = 109 \text{ min}^{-1}$
- $M_a = 1.930 \text{ N}\cdot\text{m}$

La velocidad angular del eje motor a un frecuencia de 50Hz no podrá superar las:

$$1.500 \text{ r.p.m.} \cdot s = 1.500 \text{ r.p.m.} \cdot 0,96 = 1.440 \text{ r.p.m.}$$

Siendo,

- $s$ ; deslizamiento del motor.

### 2.5.2. Potencia continua en el eje motor

La fuerza que tendrá que vencer el motor de traslación para mantener el movimiento será exclusivamente la de rodadura. Al encontrarse el transelevador dentro de una nave cerrada se considera ausencia de viento y la resistencia del aire se desprecia por ser una velocidad muy baja a que se desplaza.

La fuerza resistencia a la rodadura se calcula como:

$$F_R = N \cdot C_r = 15.874,11 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 0,005 = 777,83 \text{ N}$$

Donde,

- $F_R$ , fuerza de fricción por rodadura. [N]
- $M$ , masa total de la máquina. [kg]
- $D$ , diámetro de la rueda. [mm]
- $M_r, f, c$ , valores para ruedas con rodamientos.

La potencia necesaria será de,

$$P_x = \frac{F_R \cdot V_{\text{máx}}}{1.000 \cdot \eta} = \frac{777,83 \text{ N} \cdot 2,667 \text{ m/s}}{1.000 \cdot 0,9} = 2,30 \text{ kW}$$

Y por lo tanto, el par resistente en el eje motor:

$$M_x = \frac{P_x \cdot 9550}{n_{\text{mot}}} = \frac{2,16 \text{ kW} \cdot 9550}{1.367,97 \text{ r.p.m.}} = 15,08 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Donde,

- $M_x$ , par continuo resistente en el eje motor. [N·m]
- $P_x$ , potencia continua en el eje motor. [kW]
- $N_{mot}$ , velocidad de giro del eje motor. [rev/min]

### 2.5.3. Pares de aceleración en el eje motor

Los pares resistentes varían en función de la fase de servicio. De esta forma tendremos:

- Par de arranque con carga. (M1)
- Par de funcionamiento permanente con carga. (M2)
- Par de frenado con carga. (M3)
- Par de arranque sin carga. (M4)
- Par de funcionamiento permanente sin carga. (M5)
- Par de frenado sin carga. (M6)

Los pares de aceleración se calculan según norma UNE 58132-94 Parte 5.

$$M_a = \frac{a \cdot (m + m_L) \cdot v \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{mot} \cdot \eta}$$

Donde,

- $a$ , aceleración. ( $0,5 \text{ m/s}^2$ )
- $m$ , masa de la máquina. (15.874,11 Kg)
- $m_L$ , masa de la carga útil. (1.000 Kg)
- $v$ , velocidad lineal (160 m/s)
- $n_{mot}$ , velocidad de giro (1.367 rev/min)
- $\eta$ , rendimiento del conjunto (0,9)

Obteniendo así los distintos pares de aceleración según las fases del ciclo. Despreciaremos las masas en rotación para este cálculo por ser muy pequeñas en comparación a la equivalente del transelevador, luego se comprobará que el motor cumpla la aceleración necesaria teniendo éstas en cuenta.

$$M_1 = M_3 = \frac{0,5 \cdot m / s^2 (15.874,11 \text{ kg} + 1.000 \text{ kg}) \cdot 2,667 \text{ m/s} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1.367,97 \text{ r.p.m.} \cdot 0,9} = 153,90 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_4 = M_6 = \frac{0,5 \cdot m / s^2 (15.214,36 \text{ kg}) \cdot 2,667 \text{ m/s} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1.367,97 \text{ r.p.m.} \cdot 0,9} = 143,72 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = M_5 = 15,08 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Utilizando estos datos de partida se calcula, según el apartado 9.1.3.1 de la norma, el par medio equivalente para el cálculo térmico del motor.

$$M_{med} = \sqrt{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3 + \dots + M_n^2 \cdot t_n} = 117,16 N \cdot m$$

$$P_{med} = \frac{M_{med} \cdot n_{mot}}{9550} = 16,78 kW$$

M1=M3 (N·m)	Tiempo 1 (s)	M4=M6 (N·m)	Tiempo 4 (s)	M2=M5=Mx (N·m)	Tiempo 2 (s)
157,18	3,46	146,78	3,46	15,40	0,00
157,18	4,90	146,78	4,90	15,40	0,00
157,18	5,33	146,78	5,33	15,40	1,42
157,18	5,33	146,78	5,33	15,40	3,67
157,18	5,33	146,78	5,33	15,40	5,92
157,18	5,33	146,78	5,33	15,40	8,17
157,18	5,33	146,78	5,33	15,40	10,42
157,18	5,33	146,78	5,33	15,40	12,67
157,18	5,33	146,78	5,33	15,40	14,92
157,18	0,00	146,78	0,00	15,40	0,00

**Tabla 2-14. Pares térmicos equivalentes**

Esta tabla refleja todos los pares de aceleración que se dan en cada una de las fases. La potencia media equivalente obtenida será utilizada para preseleccionar el motor de traslación, pues garantiza que no se calentará. Sin embargo, para que el motor cumpla con los requisitos necesarios de potencia máxima será necesario uno de mayor potencia.

#### 2.5.4. Elección de motor y comprobaciones

Tras comprobar que el motor preseleccionado no cumple con los requisitos, se elige un motorreductor SEW con las siguientes características:

- Trifásico, 380 V, 50 Hz, de inducción asíncrono con rotor jaula de ardilla.
- $P_m = 30 \text{ kW}$
- $n_a = 109 \text{ r.p.m.}$
- $M_a = 2620 \text{ N} \cdot \text{m}$
- $i = 13,43$
- $m = 470 \text{ kg}$
- $\eta = 0,96$ , para el mecanismo completo 0,94.
- $J_G = (82+3.413) \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

$P_m$ [kW]	$n_a$ [1/min]	$M_a$ [Nm]	$i$	$F_{Ra}^{1)}$ [N]	SEW $f_B$				
30	35	8250	42.33*	36100	0.90	K	107	DV	200L4
	40	7210	37.00*	37600	1.00	KF	107	DV	200L4
	47	6100	31.28*	38000	1.10	KA	107	DV	200L4
						KAF	107	DV	200L4
	51	5650	29.00	38000	1.25				
	56	5130	26.32	38000	1.40				
	65	4410	22.62	37700	1.65				
	74	3850	19.74	37400	1.85	K	107	DV	200L4
	88	3260	16.75	36700	2.2	KF	107	DV	200L4
	100	2850	14.64	36100	2.4	KA	107	DV	200L4
	109	2620	13.43	34400	1.65	KAF	107	DV	200L4

Tabla 2-15. Motorreductor de traslación

Motor type	$P_N$ $M_N$ [kW] [Nm]	$n_N$ [1/min]	$I_N$ 380-415 V (400 V) [A]	$\cos\phi$	EFF	$\eta_{75\%}$ $\eta_{100\%}$ [%]	$I_A/I_N$	$M_A/M_N$ $M_H/M_N$	$J_{Mot}$ 2 3 [10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup> ]	$Z_0$ BG <sup>4</sup> BGE <sup>5</sup> [1/h]	$M_{Smax}$ [Nm]
DTE90S4	1.1 7.2	1460	2.45 (2.40)	0.78	EFF1	84.9 84.5	7.0	2.1 1.9	48 54	1850 4700	20
DTE90L4	1.5 9.8	1455	3.30 (3.15)	0.80	EFF1	86.0 85.7	7.1	2.2 2.2	58 64	2200 5600	20
DVE100M4	2.2 14.4	1455	4.70 (4.60)	0.80	EFF1	87.6 87.0	7.6	2.5 2.1	74 80	950 4500	40
DVE100L4	3 19.7	1455	6.4 (6.2)	0.80	EFF1	88.0 87.6	7.6	2.4 2.1	89 95	950 4000	40
DVE112M4	4 26.2	1460	8.4 (8.1)	0.80	EFF1	89.7 89.0	6.0	2.2 1.8	188 200	- 2550	55
DVE132S4	5.5 36.1	1455	11.2 (10.7)	0.83	EFF1	90.7 89.6	6.0	2.1 1.7	248 260	- 2000	75
DVE132M4	7.5 48.9	1465	15.6 (14.9)	0.81	EFF1	91.4 90.8	5.7	1.9 1.7	427 477	- 1500	100
DVE160M4	11 72.0	1460	22.5 (22.0)	0.81	EFF1	92.4 91.6	5.8	2.0 1.7	556 606	- 1050	150
DVE160L4	15 97.1	1475	30.5 (29.5)	0.81	EFF1	93.3 93.0	5.3	2.0 1.5	1216 1351	- 870	200
DVE180M4	18.5 120	1475	38.5 (35.0)	0.82	EFF1	94.0 93.6	5.6	2.1 1.7	1516 1651 1746 <sup>6</sup>	- 740	300 300 <sup>6</sup>
DVE180L4	22 142	1475	42.5 (40.0)	0.84	EFF1	94.4 94.0	5.7	2.1 1.7	1816 1951 2046 <sup>6</sup>	- 570	300 300 <sup>6</sup>
DVE200L4	30 193	1485	58 (56)	0.83	EFF1	94.3 94.4	7.1	2.1 1.8	3278 3413 3508 <sup>6</sup>	- 530	300 600 <sup>6</sup>

Tabla 2-16. Momento inercia rotor elevación

DRL...	$n_{epk}$ 1/min	$\eta$ %	K Nm/'	KF Nm/'	KA Nm/'	KAF Nm/'	$\phi$ /R °
i							
7.35	3197	96	519	488	862	862	9
8.69	3597	96	519	488	862	862	9
9.94	4500	96	519	488	862	862	9
11.73	4500	96	519	488	862	862	9
13.43	4500	96	519	488	862	862	9

Tabla 2-17. Rendimiento del motorreductor de traslación

DRL...	$M_{amax}$ Nm	$M_{apk}$ Nm	$M_{aNotaus}$ Nm	$n_{ak}$ 1/min	$J_G$ 10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup>	K N	KF N	KA N	KAF N	K N	KF N	KA N	KAF N
$n_e = 1400$													
i													
7.35	3600	4720	6120	286	231	24400	28500	9900	47100	65000	65000	65000	65000
8.69	4070	4780	6919	207	170	24600	29100	9270	48300	65000	65000	65000	65000
9.94	4190	4840	7123	201	136	25800	30500	10000	50500	65000	65000	65000	65000
11.73	4300	4910	7310	196	104	27500	32300	11100	53500	65000	65000	65000	65000
13.43	4300	4940	7310	201	82	29200	34200	12600	56500	65000	65000	65000	65000

Tabla 2-18. Momento de inercia reducido al motor del motorreductor de traslación



El motor seleccionado debe cumplir las siguientes condiciones,

$$P_{mot} \geq P_x \quad 30kW \geq 2,21kW$$

$$P_{mot} \geq P_{med} \quad 30kW \geq 17,14kW$$

$$M_{\max mot} \geq M_a + M_x \quad 195,09N \cdot m \geq 172,58N \cdot m = 157,18N \cdot m + 15,40N \cdot m$$

Siendo:

- $P_{mot}$ , Potencia entregada por el motor [kW]
- $P_x$ , Potencia continua en el eje motor [kW]
- $M_a$ , Par de aceleración equivalente en el eje motor [N·m]
- $M_x$ , Par resistente equivalente en el eje motor [N·m]

También se comprobará que el par máximo que puede transmitir al carril. Utilizando la reacción mínima en la rueda motriz y el coeficiente de rozamiento, establecido en  $\mu=0,2$  por la norma UNE 58917, se calcula la fuerza máxima que puede transmitir la rueda en las peores condiciones posibles.

$$F = R_{\min A} \cdot \mu = 79.990,56N \cdot 0,2 = 15.998,11N$$

La fuerza máxima que transmite la rueda es:

$$F_R = \frac{M_a}{D/2} = \frac{2.620N \cdot m}{0,25m} = 10.480N < 15.998,11N$$

Y deberá ser también mayor que la necesaria para acelerar el transelevador horizontalmente:

$$F_R > m_T \cdot a = 15.874,11kg \cdot 0,5m/s^2 = 7.937,055N$$

Además de proporcionar la aceleración requerida por el sistema:

$$J_x = \frac{M \cdot v^2}{\omega_{mot}^2} \cdot \left(\frac{1}{i}\right)^2 = \frac{m \cdot r^2}{i^2} = \frac{15.874,11kg \cdot (0,25m)^2}{13,43^2} = 5,50kg \cdot m^2$$
$$J_m = 0,3495kg \cdot m^2$$

Siendo:

- $m$ , masa total del transelevador con carga. (kg)
- $r$ , radio de la rueda motriz. (m)

$$M_n = \frac{M_a}{i} = \frac{2.620N \cdot m}{13,43} = 195,09N \cdot m$$

El tiempo de arranque será:

$$T_d = \frac{(J_m + J_x / n) \cdot n_m}{9,55 \cdot (M_a - M_{xr})} = \frac{(0,3495 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 5,50 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 / 0,94) \cdot 1.397,67 \text{ r.p.m.}}{9,55 \cdot (195,09 \text{ N} \cdot \text{m} - 15,40 \text{ N} \cdot \text{m})} = 5,29 \text{ s} < 5,33 \text{ s}$$

$$M_{xr} = M_x \cdot i = 15,40 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 13,43 = 220,65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Véase en estos cálculos como el tiempo de aceleración es muy cercano al máximo establecido incluso habiendo seleccionado un motor con una potencia muy superior a la potencia media térmica equivalente. Esto se debe a que esta potencia representa una media que deberá disipar el transelevador sin calentarse, aunque en ocasiones necesite de mayor potencia. Por ello se preselecciona un motor en base a una potencia térmica media y a continuación se comprueba que cumpla mecánicamente con las velocidades y aceleraciones necesarias.

## 2.6. Estabilidad

La estabilidad del transelevador se calcula en dirección x (vuelco en eje z) según la norma 58917. El vuelco en la dirección z (eje x) se imposibilita mediante las ruedas de guiado superiores e inferiores.

Para calcular la estabilidad se tendrán en cuenta los momentos de vuelco provocados por las fuerzas dinámicas horizontales que se producen cuando el transelevador acelera o frena en su movimiento de traslación debido a las inercias.

Para comenzar se calcula el centro de gravedad en ambas direcciones y el momento de vuelco en caso de aceleración de servicio. Tomamos como eje de referencia el punto de contacto con el carril de la rueda izquierda (A).

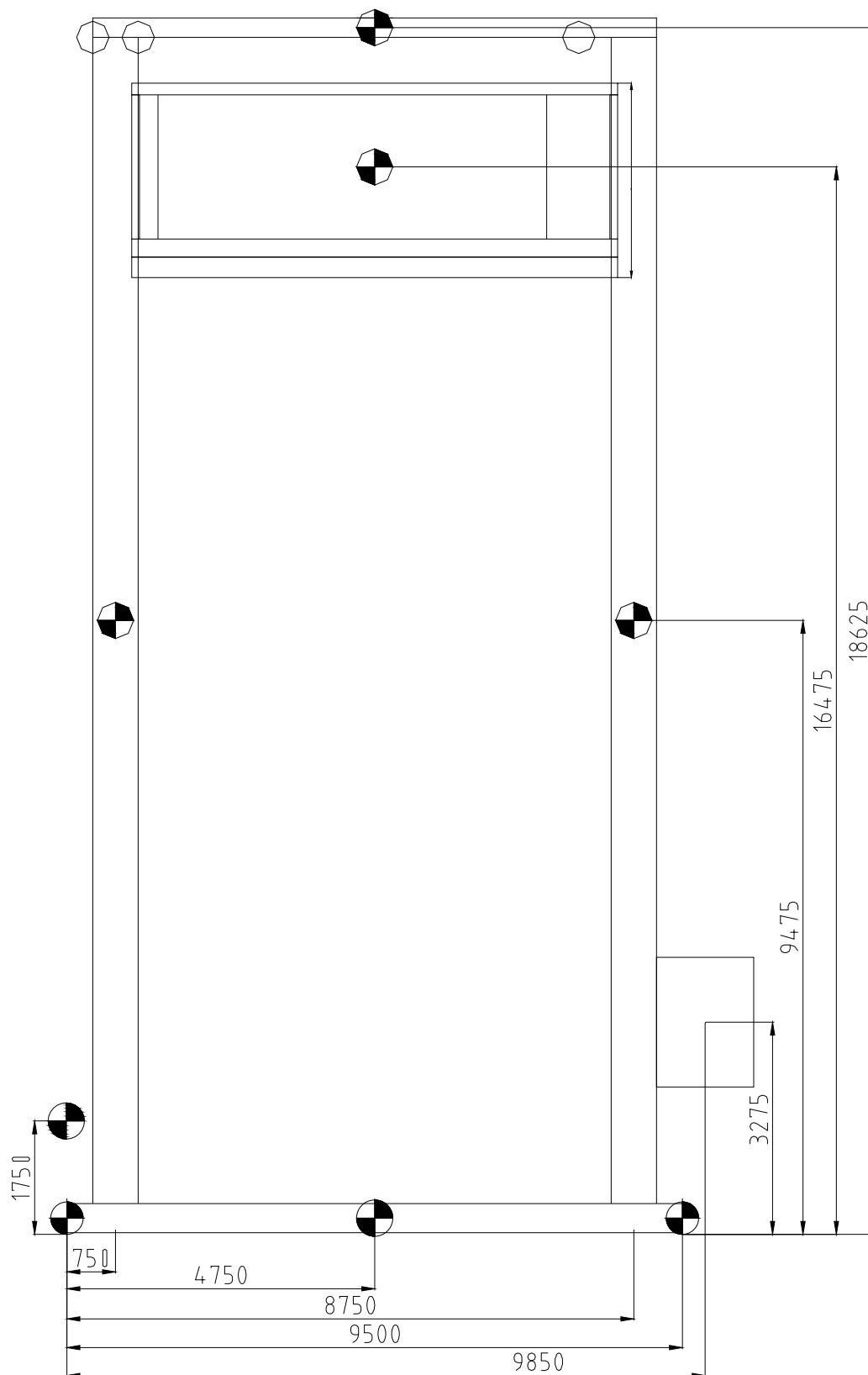


Ilustración 2-34. Centros de gravedad

	Kg	X (kg·mm)	Y (kg·mm)	Kg·mm X	Kg·mm·Y	Momento vuelco (N·mm)
Dintel Superior	505,98	4.750	18.625	2.403.423,98	9.423.951,93	4.711.975,96
Carga	1.050,00	47.50	16.475	4.987.500,00	69.195.000,00	34.597.500,00
Cesta	1.837,50	4.750	↑	8.728.125,00	↑	↑
Horquillas	1.312,50	4.750	↑	6.234.375,00	↑	↑
Columnas	5.815,91	4.750	9.475	2.7625.563,00	55.105.728,30	27.552.864,15
Tambor + Motor	1.879,50	-750	1.750	-1.409.625,00	3.289.125,00	1.644.562,50
Caja Eléctrica	525,00	9.850	3.250	5.171.250,00	1.706.250,00	853.125,00
Dintel Inferior	1.740,22	4.750	250	8.266.057,07	435.055,64	217.527,82
Rueda izquierda	735,00	0	250	0,00	183.750,00	91.875,00
Rueda derecha	472,50	10.250	250	4.843.125,00	118.125,00	59.062,50
TOTAL	1.5874,11			66.141.044,05	139.575.110,86	69.787.555,43

Tabla 2-19. Momentos de vuelco

$$c.d.g._x = \frac{\sum(m_i \cdot x_i)}{\sum(m_i)} = \frac{66.141.044,05 \text{ kg} \cdot \text{mm}}{15.874,11 \text{ kg}} = 4.166,60 \text{ mm}$$

$$c.d.g._y = \frac{\sum(m_i \cdot y_i)}{\sum(m_i)} = \frac{139.575.110,86 \text{ kg} \cdot \text{mm}}{15.874,11 \text{ kg}} = 8.792,62 \text{ mm}$$

$$M_v = \sum(m_i \cdot y_i \cdot a) = 69.787.555,43 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Las reacciones en las ruedas serán por lo tanto,

$$R_B = \frac{\sum(m) \cdot g \cdot c.d.g._x}{D_{\text{ejes}}} = \frac{15.874,11 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 4.166,60 \text{ mm}}{9.500 \text{ mm}} = 68.229,71 \text{ N}$$

$$R_A = R_B - (\sum(m)) \cdot g = 68.229,71 \text{ N} - (15.874,11 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2) = 87.336,61 \text{ N}$$

Y a continuación se calculan las reacciones máximas y mínimas, en función de la dirección del momento de vuelco:

$$R_{\text{mínA}} = R_A - \frac{M_v}{D_{\text{ejes}}} \quad R_{\text{máxA}} = R_A + \frac{M_v}{D_{\text{ejes}}}$$

$$R_{\min B} = R_B - \frac{M_V}{D_{\text{ejes}}} \quad R_{\max B} = R_B + \frac{M_V}{D_{\text{ejes}}}$$

	R <sub>A</sub> (N)	R <sub>B</sub> (N)
Estática	87.336,61	68.229,71
Mínima	79.990,56	60.883,65
Máxima	94.682,67	75.575,71

**Tabla 2-20. Reacciones estática, mínima y máxima en las ruedas**

La estabilidad, calculada según la norma

$$V_B = \frac{\sum \text{pares}_{\text{estacionarios}}}{\sum \text{pares}_{\text{de}_{\text{vuelco}}}} = \frac{R_A \cdot D_{\text{ejes}}}{M_V} = \frac{87.336,61 \text{ N} \cdot 9.500 \text{ mm}}{69.787.555,43 \text{ N} \cdot \text{m}} = 11,89$$

$$V_A = \frac{\sum \text{pares}_{\text{estacionarios}}}{\sum \text{pares}_{\text{de}_{\text{vuelco}}}} = \frac{R_B \cdot D_{\text{ejes}}}{M_V} = \frac{68.229,71 \text{ N} \cdot 9.500 \text{ mm}}{69.787.555,43 \text{ N} \cdot \text{m}} = 9,29$$

La norma establece que la estabilidad debe ser  $n \geq 1,5$  en condiciones de servicio normal, lo cual se cumple sobradamente. En situaciones excepcionales, como frenado de emergencia, la estabilidad será como mínimo 1,1 (sin efecto de las garras de seguridad).

El par de vuelco en el caso extremo de choque contra el tope será proporcional a la deceleración experimentada, y se calculará para el más desfavorable de los casos que es el choque contra el tope “izquierdo”.

$$V_{\text{Achoque}} = 9,29 \cdot \frac{0,5 \text{ m/s}^2}{3,56 \text{ m/s}^2} = 1,29 > 1,1$$

Se concluye que la estabilidad del transelevador está garantizada incluso en el caso de choque contra el tope.

## 2.7. Ruedas y carril

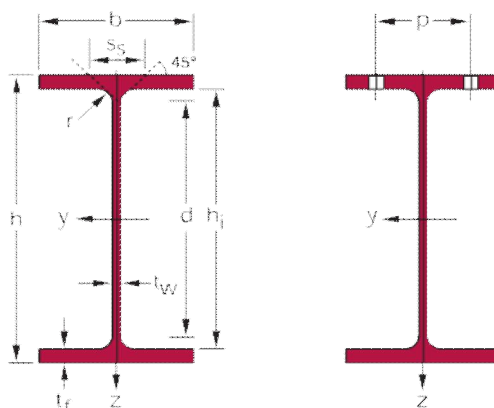
### 2.7.1. Carril superior

El carril superior sirve de guía para la traslación y para absorber las fuerzas laterales que se producen al extender y recoger las horquillas y las derivadas del momento que provocan las horquillas extendidas. Se instalará para este fin un perfil tipo H, colocado con el alma en horizontal, de 70m de longitud con las tolerancias que marca la norma UNE-58911. En ambos lados del alma apoyarán las ruedas de guía superiores.



**Ilustración 2-35. Carril superior**

Se utilizarán perfiles HE 200 A de 12 m de longitud cada uno, cortados y soldados adecuadamente de forma que coincidan sus extremos con los puntos de anclaje de la estructura destinados a tal fin.



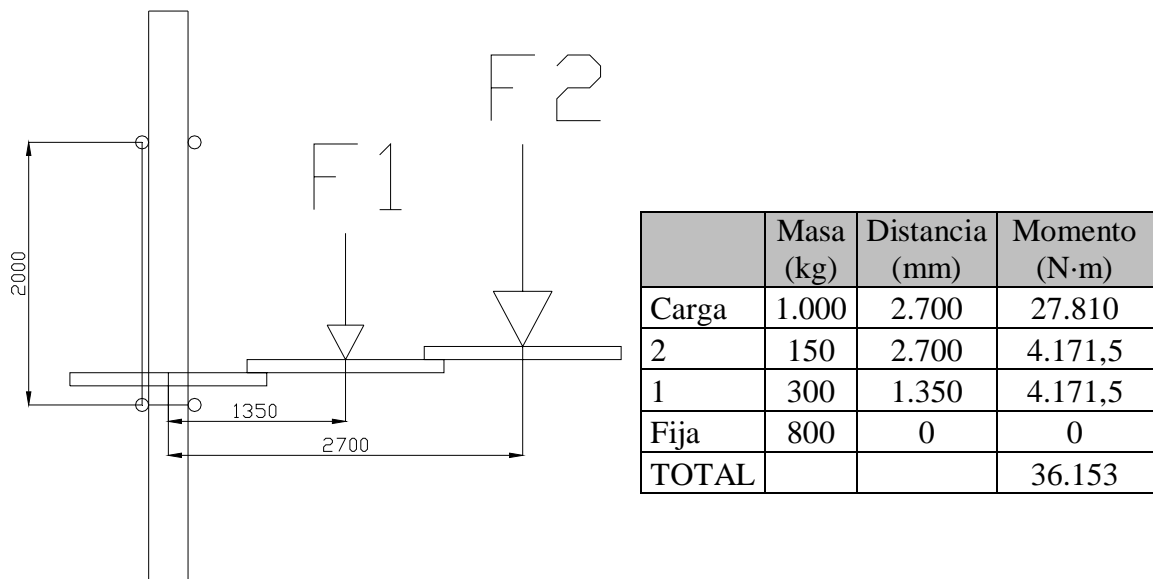
	Dimensiones						Propiedades del perfil											
							eje fuerte y-y					eje débil z-z						
G	h	b	t <sub>w</sub>	t <sub>f</sub>	r	A	I <sub>y</sub>	W <sub>el.y</sub>	W <sub>pl.y</sub> ♦	i <sub>y</sub>	A <sub>vz</sub>	I <sub>z</sub>	W <sub>el.z</sub>	W <sub>pl.z</sub> ♦	i <sub>z</sub>	s <sub>s</sub>	I <sub>t</sub>	I <sub>w</sub>
kg/m	mm	mm	mm	mm	mm	mm <sup>2</sup> x10 <sup>2</sup>	mm <sup>4</sup> x10 <sup>4</sup>	mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	mm x10	mm <sup>2</sup> x10 <sup>2</sup>	mm <sup>4</sup> x10 <sup>4</sup>	mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	mm <sup>3</sup> x10 <sup>3</sup>	mm x10	mm	mm <sup>4</sup> x10 <sup>4</sup>	mm <sup>6</sup> x10 <sup>9</sup>
42,3	190	200	6,5	10	18	53,8	3.692	388,6	429,5	8,28	18,08	1.336	133,6	203,8	4,98	47,59	20,98	108,0

**Tabla 2-21. Propiedades perfil carril superior**

Se comprobará mediante las fórmulas de Navier-Bresse y los teoremas generalizados de Mohr, suponiendo el más desfavorable de los casos, que aguanta a flexión las fuerzas que las ruedas de guiado superiores le transmiten. Estas fuerzas se producen cuando las horquillas se extienden y retraen frente a la celda de almacenaje.

Las fuerza total por rueda de guiado superior se obtiene sumando las reacciones provocadas por las retracción de las horquillas y el equilibrio del momento de vuelco provocado por las horquillas extendidas y cargadas.





**Ilustración 2-36. Momentos provocados por las horquillas**

El momento total se reparte entre los apoyos superiores e inferiores, separados 19 m entre sí:

$$F = \frac{M}{H} = \frac{36.153 \text{ N} \cdot \text{m}}{19 \text{ m}} = 1.902,79 \text{ N}$$

Supondremos toda la fuerza debida a la aceleración de las horquillas aplicada en el punto superior de modo que la reacción total recaerá sobre el carril superior.

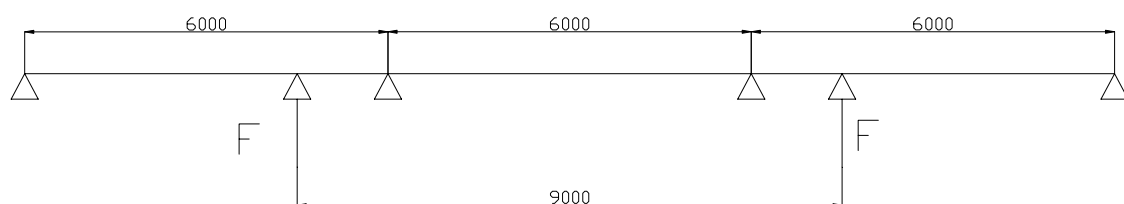
$$F = \Sigma(m_i \cdot a_i) = 1.150 \text{ Kg} \cdot 0,5 \text{ m/s}^2 + 300 \cdot 0,25 \text{ m/s}^2 = 650 \text{ N}$$

La reacción total en el carril superior será la suma de ambas.

$$F_T = F_1 + F_2 = 1.902,79 \text{ N} + 650 \text{ N} = 2.552,79 \text{ N}$$

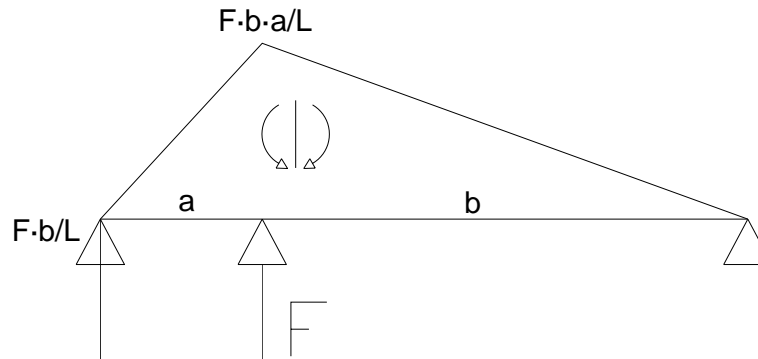
La cual se repartirá entre las dos ruedas de guiado.

La separación entre ruedas de guiado superior del transelevador es de 9.000m. La distancia entre apoyos es de  $L = 6.000 \text{ mm}$ . Cuando las horquillas estén en funcionamiento de producirá la siguiente situación.



**Ilustración 2-37. Esquema de fuerzas en carril superior**

Se supone la viga biapoyada, eliminando los efectos favorables que tiene el hecho de que sea continua y esté apoyada más adelante, por lo que la deformación en el punto de contacto será,



**Ilustración 2-38. Momentos en tramo de carril superior**

$$\theta_A = \frac{F \cdot a \cdot b}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} (L + b) = \frac{1.277,895 \text{ N} \cdot 1.500 \text{ mm} \cdot 4.500 \text{ mm}}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/mm}^2 \cdot 3,692 \cdot 10^7 \cdot 6.000 \text{ mm}} (6.000 \text{ mm} + 4.500) = 3,4 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

$$\begin{aligned} \bar{\delta} &= \theta_A \cdot a + \frac{F \cdot b \cdot a}{E \cdot I} \cdot \frac{a}{2} \cdot \frac{a}{3} = \\ &= 3,4 \cdot 10^{-6} \text{ rad} \cdot 1500 \text{ mm} + \frac{1.277,895 \text{ N} \cdot 4.500 \text{ mm} \cdot 1.500 \text{ mm}}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 3,692 \cdot 10^7} \cdot \frac{1.500 \text{ mm}}{2} \cdot \frac{1.500 \text{ mm}}{3} = 0,005 \text{ mm} \end{aligned}$$

La flecha es aceptable ya que cumple con la norma UNE 58911 sobre tolerancias en las estructuras de los almacenes para transelevadores:  $0,0051 \text{ mm} \leq 6 \text{ mm}$

Se han obviado las deformaciones por torsor, al ser muy pequeñas en comparación con las de flexión por tratarse de una viga esbelta. Además el perfil deberá ser instalado correctamente para cumplir las tolerancias exigidas y la estructura a la que está sujeto ser lo suficientemente rígida.

### 2.7.2. Carril inferior

El carril de rodadura inferior será la estructura destinada a soportar el peso propio del transelevador, el de la carga y los eventuales esfuerzos dinámicos que se produzcan. Dichos esfuerzos se transmitirán mediante las 2 ruedas del transelevador por presión y rozamiento.

Se empleará un carril tipo Burbach como el de la imagen siguiente, un perfil usado frecuentemente en carriles sobre hormigón, con una cabeza ancha para soportar grandes cargas y un patín también ancho que facilita su fijación. El material será acero S235, con una resistencia mínima a tracción de  $690 \text{ N/mm}^2$ .

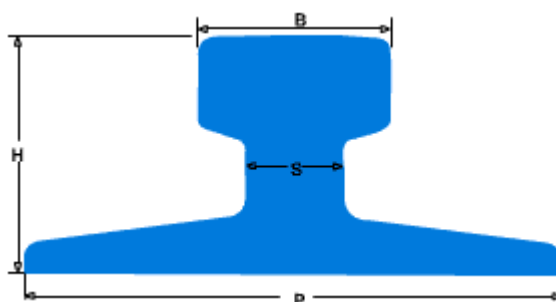


Ilustración 2-39. Sección tipo Burbach carril inferior

Profilo	Sigla	Misure principali					Momento d'inerzia Jx cm <sup>4</sup>	Modulo di resistenza Wx cm <sup>3</sup>	Resistenza alla trazione Kg/mm <sup>2</sup>
		H	B	P	A				
1	A 45	55	45	125	24		90	27.0	70
2	A 55	65	55	150	31		178	45.6	70
3	A 65	75	65	175	38		319	71.4	70
4	A 75	85	75	200	45		531	105.4	70
5	A 100	95	100	200	60		858	162.2	70
6	A 120	105	120	220	72		1361	235.1	70
7	A 150	150	150	220	80		4373	565.7	70

Tabla 2-22. Propiedades carril inferior tipo Burbach

El carril se encuentra apoyado sobre hormigón a lo largo de los 70m de forma que queda reforzado obteniéndose un mayor coeficiente de seguridad. En este sentido, se debe calcular la presión que el carril ejerce sobre el hormigón, suponiendo que apoya en éste completamente sin apoyos de acero intermedios de cara a comprobar que aguanten hormigón y carril. De este modo el carril reparte la carga puntual sobre toda su anchura y una longitud más o menos extensa en función de su momento de inercia.

La presión específica bajo el patín se calcula como:

$$p = \frac{P}{2 \cdot b} \sqrt{\frac{E_m}{4 \cdot E \cdot I}} = 0,0313 \text{ MPa}$$

Y la sollicitación del carril:

$$\sigma = \frac{0,5 \cdot P^{\frac{5}{4}}}{W} \cdot \frac{1}{\eta} = 6,735 \text{ MPa}$$

$$\eta = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot b^2 \cdot P \cdot E_m}{3 \cdot E \cdot I}} = 2,73$$

Siendo:

Reacción máxima en la rueda	95.399,4631	P (N)
Ancho de la base del carril	150	b (mm)
Diámetro de la rueda	500	D (mm)
Momento de resistencia del carril	46.900	W (mm <sup>3</sup> )
Módulo de inercia del carril	1.780.000	I (mm <sup>4</sup> )
Módulo de elasticidad del hormigón	14.500	E <sub>H</sub> (Mpa)
Módulo de elasticidad del acero	210.000	E (Mpa)

**Tabla 2-23. Propiedades carril inferior**

Como la presión considerada como aceptable en un hormigón es de 2 MPa, y la tensión en el carril S<sub>máx</sub> de 250 MPa, se considera el carril válido.



**Ilustración 2-40. Foto de carril inferior de un transelevador**

$$C_{Shormigón} = \frac{2 \text{ MPa}}{0,0313 \text{ MPa}} = 63$$

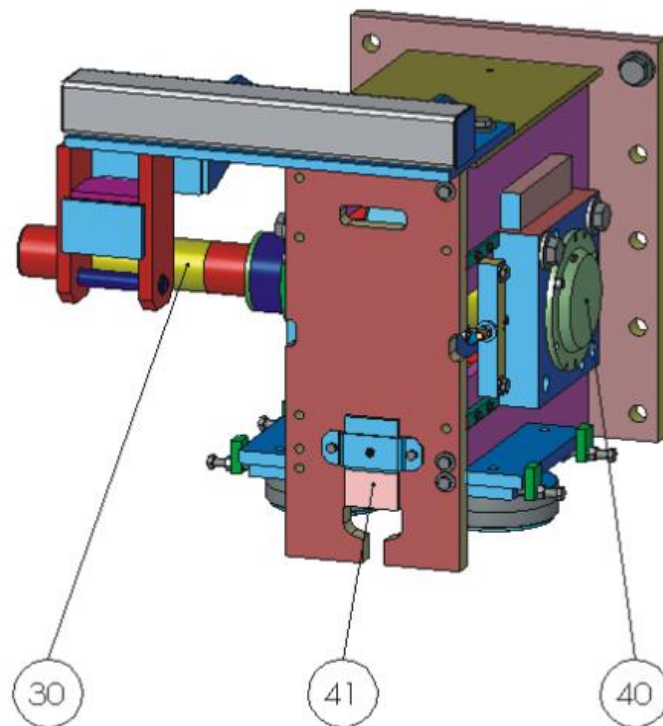
$$C_{Scarril} = \frac{250 \text{ MPa}}{6,735 \text{ MPa}} = 37,12$$

Tanto el carril como el hormigón resisten sin problemas la carga solicitada por las ruedas.

### 2.7.3. Ruedas

#### 2.7.3.1. Dimensionado de la rueda

El transelevador tiene dos ruedas en su testero inferior que soportan al mismo y le permiten desplazarse horizontalmente a lo largo del carril inferior. En este caso serán cilíndricas sin pestaña. Este tipo de ruedas presentan una resistencia a la rodadura menos que las cónicas y una mayor duración. Para absorber las fuerzas laterales e impedir que la rueda se desplace transversalmente al carril se utilizarán dos ruedas de guiado por rueda, una a cada lado. Estas ruedas están muy poco solicitadas por lo que no se estudiarán en este proyecto.



**Ilustración 2-41. Conjunto rueda motriz en 3D**

Para dimensionar la rueda se utilizará la norma DIN 15070, seleccionando para la rueda un acero un acero Gs70 según DIN 1681, con una resistencia de  $700\text{N/mm}^2$ . El diámetro preseleccionado de la rueda para cumplir con las necesidades de velocidad de traslación es de 500mm. Alternativamente podríamos haber escogido el material Gcg-60 (fundición gris grafito esférico), capaz de absorber vibraciones y resistir los esfuerzos y con la misma resistencia.



**Ilustración 2-42. Ruedas de un transelevador**

Se elige un carril de rodadura plana tipo Burbach con una anchura total de 55 mm y un raído de curvatura de la cabeza del carril de 5 mm.

$$b = l - 2 \cdot r = 55 \text{ mm} - 2 \cdot 5 \text{ mm} = 45 \text{ mm}$$

Quedando una anchura útil de 45 mm.

Se seleccionan los coeficientes según el diámetro preseleccionado de la rueda, la velocidad máxima de traslación y la clasificación del mecanismo.

- Diámetro de la rueda portadora:  $D_1 = 500 \text{ mm}$
- Velocidad lineal de traslación:  $160 \text{ m/min}$

D (mm)	Velocidad de traslación (m/min)				
	$c_2$				
	100	125	160	200	250
200	0,72	0,66	-	-	-
250	0,77	0,72	0,66	-	-
315	0,82	0,77	0,72	0,66	-
400	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66
500	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72
630	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77
710	0,96	0,92	0,89	0,84	0,79
800	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82
900	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84
1.000	1	0,97	0,94	0,91	0,87
1.120	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89
1.250	1,03	1	0,97	0,94	0,91

Tabla 2-24. Coeficiente  $c_2$

Valor de $c_3$	Grupo de mecanismo							
	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
	1,25	1,25	1,12	1,12	1,00	0,90	0,80	0,80

Tabla 2-25. Coeficiente  $c_3$

Carril	Rueda	$P_{adm}$ ( $\text{N/mm}^2$ )	$c_1$
590	$\leq 330$	2,8	0,5
	410	3,6	0,63
	490	4,5	0,8
	590	5,6	1
$\geq 690$	740	7	1,25

Tabla 2-26. Presión admisible entre carril y rueda



Y se verifica que el diámetro es lo suficientemente grande para que la presión entre rueda y carril (aproximación de teoría de Hertz) no exceda del límite establecido.

$$D \geq \frac{P}{p_{adm} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot (k - 2 \cdot r)} = \frac{95.399,46 N}{7 N/mm^2 \cdot 0,82 \cdot 1,12 \cdot (55 - 2,5) mm} = 329,76 mm$$

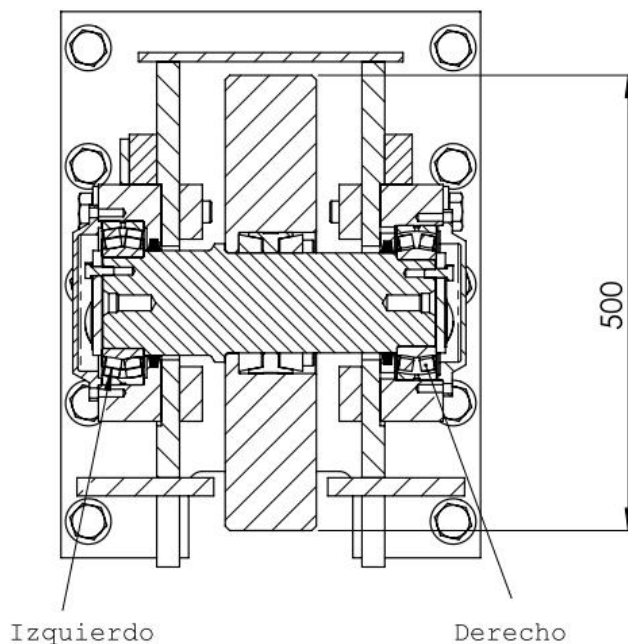
Siendo:

- D, diámetro de la rueda [mm]
- P, reacción en la rueda [N]
- $c_2$ , coeficiente de velocidad
- $c_3$ , coeficiente de duración
- l, anchura de la cabeza del carril. [mm]
- r, radio de la cabeza del carril [mm]

El diámetro necesario es menor que el preseleccionado, por lo tanto se confirma su validez.

### 2.7.3.2. Eje de traslación

Cada rueda del transelevador está soportada por un eje que a su vez se apoya en dos rodamientos laterales. El más solicitado será el eje de la rueda motriz, por ser el encargado de transmitir el par a la rueda además de sufrir los esfuerzos radiales.



**Ilustración 2-43. Eje rueda loca**

Se calculará la resistencia a fatiga del eje, considerando el momento torsor constante y los esfuerzos cortante y flector alternantes.

El máximo momento flector está en el centro entre los apoyos, en el centro de la rueda. El valor de este momento es alternante puesto que el eje está girando continuamente respecto a los apoyos:

$$M_{f \max} = R_{Amáx} \cdot l_e / 2 = F_{máx} / 2 \cdot l_e / 2 = 93.222,31N / 2 \cdot 0,4m / 2 = 9.322,23N \cdot m$$

El momento torsor es constante e igual al par de accionamiento en la rueda:

$$T_{\max} = 2.620N \cdot m$$

El esfuerzo cortante

$$Q = \sqrt{(R/2)^2 + (T/r)^2} = \sqrt{(93.222,31N/2)^2 + (2.620N \cdot m / 0,25m)^2} = 46.611,61N$$

Las tensiones que estos provocan en el eje se calculan como:

$$\tau_c = \frac{T_{máx} \cdot d/2}{J} = \frac{2.620N \cdot m \cdot 50mm}{9.817.477,04mm^4} \cdot \frac{1.000mm}{1m} = 13,34N/mm^2$$

$$\sigma_a = \frac{M_{fmáx} \cdot d/2}{I} = \frac{9.322,23N \cdot m \cdot 50mm}{4.908.738,52mm^4} \cdot \frac{1.000mm}{1m} = 94,96N/mm^2$$

$$\tau_a = \frac{Q}{A} = \frac{46.611,61N}{7.853,98mm^2} = 5,93N/mm^2$$

Siendo,

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot (100mm)^4}{64} = 4.908.738,52mm^3$$

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = \frac{\pi \cdot (100mm)^4}{32} = 9.817.477,04mm^3$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (100mm)^2}{4} = 7.853,98mm^2$$

Por lo tanto la tensión combinada debida al momento flector y al esfuerzo cortante se calculará según Von Misses:

$$C_f = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{94,96^2 + 3 \cdot 5,93^2} = 95,51N/mm^2$$

Con esta tensión podemos entrar en el gráfico S-N y comprobar que la está por debajo del límite a fatiga, por lo que la vida del eje será superior a  $10^6$  ciclos.

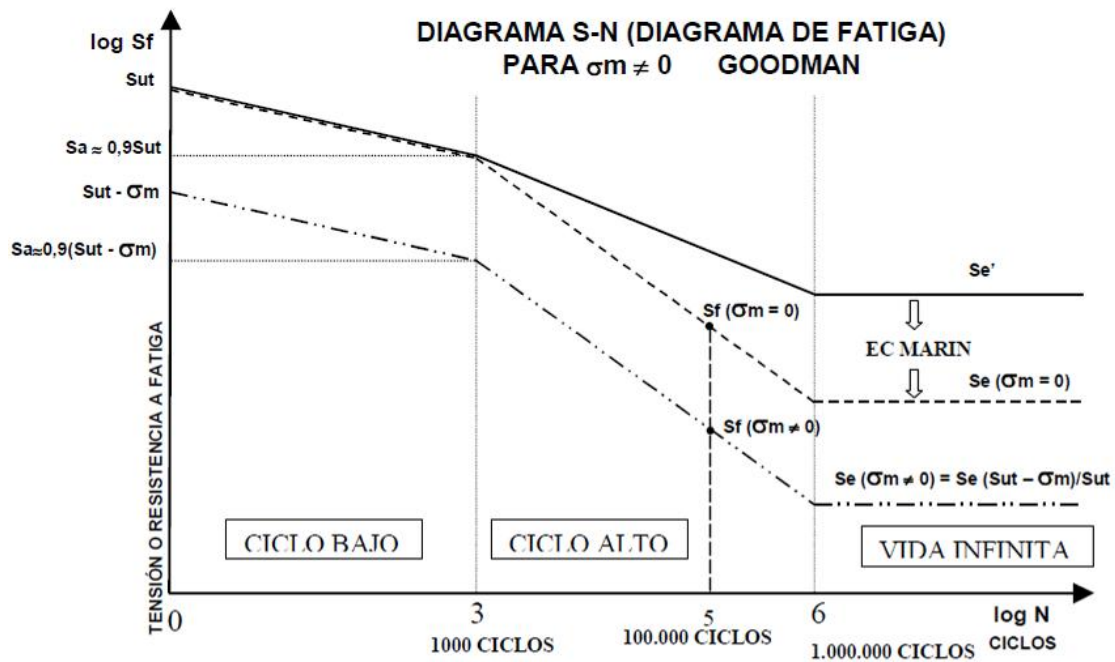


Ilustración 2-44. Diagrama S-N

A continuación se calcula  $S_e$  para comprobar la teoría de Goodman de forma simplificada:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \rightarrow \frac{95,51 \text{ N/mm}^2}{203,83 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3} \cdot 5,93 \text{ N/mm}^2}{700 \text{ N/mm}^2} = \frac{1}{1,99}$$

Donde  $n$  es el coeficiente de seguridad a fatiga del eje.

Para los ejes se utilizará un acero mucho más resistente que en de la estructura como es el C60, un acero con un 0,60% de Carbono, no soldable y con una resistencia de

$$S_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 350 \text{ MPa}$$

$$S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f = 700 \text{ MPa} \cdot 0,854 \cdot 0,761 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 1 = 203,83 \text{ MPa}$$

Factor de acabado superficial  $K_a$  para un acabado superficial fino mediante rectificado.

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b = 1,58 \cdot S^{-0,085} = 0,85356$$

Factor de tamaño  $K_b$  para sección circular sometida a flexión y torsión.

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,085} = 1,189 \cdot 100 \text{ mm}^{-0,097} = 0,76$$

Factor de confiabilidad  $K_c$  para una fiabilidad del 90%.

$$K_c = 0,897$$

Factor de temperatura  $K_d$  para una temperatura menor de 450°C.

$$K_d = 1$$

Factor de concentración de tensiones  $K_e$  para un eje cilíndrico sin cambios de sección.

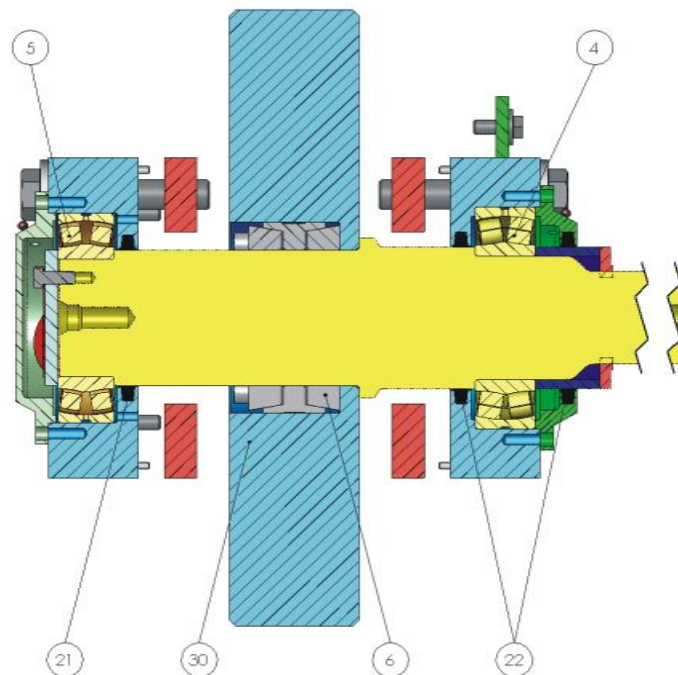
$$K_e = 1$$

No existen otros factores como efectos residuales o de tratamiento superficial.

$$K_f = 1$$

### 2.7.3.3. Rodamientos

La carga radial a la que está sometido el rodamiento será  $F_r = 46.611,61\text{N}$ . Se recuerda que los esfuerzos axiales son absorbidos por los rodillos de guiado que ruedan por la superficie lateral del carril.



**Ilustración 2-45. Conjunto rueda en 3D**

Como el diámetro de la polea es de 500mm y la velocidad de elevación es de 160m/min, la velocidad angular es de  $n=101\text{ rpm}$ . Supondremos una vida útil del rodamiento de  $N_3 = 5000\text{h}$ .

El proceso de cálculo que vamos a seguir va a ser el siguiente:

1. Selección del rodamiento mediante métodos analíticos<sup>10</sup>

## 2. Comprobación del cálculo teórico mediante el programa de selección de rodamientos de un fabricante de rodamientos

### Selección del rodamiento mediante métodos analíticos:

Se determina la capacidad básica requerida mediante la fórmula:

$$C_{req} = V \cdot F_r \cdot (L_{10D})^{1/a}$$

Como es el anillo interior el que gira, solidario al rodamiento tenemos que  $V = 1$ .

Como el rodamiento es de rodillos cilíndricos, los coeficientes de Weibull son:

$$a = 10/3 \quad u = 4,439 \quad v = 0,02 \quad w = 1,438$$

Para calcular  $L_{10D}$ , primero se calcula  $L_3$ :

$$L_3 = N_3 \cdot 60 \cdot 10^{-6} = 5000h \cdot 60 \text{ min} / h \cdot 10^{-6} \cdot 101 \text{ rev/min} = 30,3 \text{ Mrev}$$

Utilizando los parámetros de Weibull<sub>10</sub>:

$$L_{10D} = \frac{L_3}{v + u \cdot (\ln(1/R))^{1/w}} = 68,62 \text{ Mrev}$$

Para una fiabilidad del 97%  $R = 0,97$

$$C_{req} = 1 \cdot 46.611,61 (68,62)^{10/3} = 165.740,757 \text{ N}$$

Buscamos un rodamiento cilíndrico, de una hilera, obturado por ambos lados (2Z), serie 03 con capacidad de carga inmediatamente superior a la obtenida y resulta ser un rodamiento con diámetro interior  $d=85\text{mm}$ . Como en el cálculo del eje hemos obtenido un diámetro mínimo de  $d=100\text{mm}$ , debemos seleccionar el de ese diámetro interior. Las características técnicas se ofrecen a continuación:

- $D_{int}$ : 100mm
- $D_{ext}$ : 215mm
- Ancho: 47mm
- Capacidad de carga  $C= 303.000\text{N}$

El coeficiente de seguridad del rodamiento será:

$$C_s = \frac{303.000\text{N}}{165.740,757\text{N}} = 1,828$$

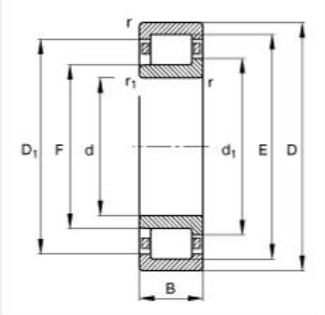

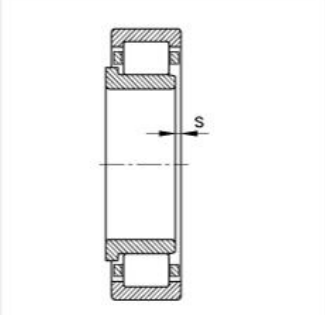

### Cálculo mediante el programa de selección de un fabricante de rodamientos:

Una vez elegido el rodamiento que se ajuste a nuestros requisitos del catálogo del fabricante, se introducen los datos de partida de rodamiento elegido, velocidad angular, carga radial, carga axial, condiciones de trabajo, diámetro del eje, etc. En la aplicación web de la que dispone, para comprobar que efectivamente el rodamiento aguanta las cargas solicitadas.

Selección serie
Selección productos
Datos de producto
Descripción
Cálculo
CAD
Cesta de productos
Hoja de datos

### Rodamientos de rodillos cilíndricos NJ320-E-TVP2

las medidas principales según DIN 5412-1, rodamientos de apoyo, despiezables, con jaula

d	100 mm
D	215 mm
B	47 mm
B <sub>1</sub>	13 mm
B <sub>2</sub>	20,5 mm
D <sub>1</sub>	182 mm
D <sub>a max</sub>	201 mm
d <sub>1</sub>	139,4 mm
d <sub>a max</sub>	125 mm
d <sub>a min</sub>	114 mm
d <sub>c min</sub>	143 mm
F	127,5 mm
r <sub>1 min</sub>	3 mm
r <sub>a max</sub>	2,5 mm
r <sub>a1 max</sub>	2,5 mm
r <sub>min</sub>	3 mm
s	1,2 mm    Desplazamiento axial desde la posición central
m	7,82 kg    Peso
C <sub>r</sub>	450000 N    Capacidad de carga dinámica, radial
C <sub>0r</sub>	425000 N    Capacidad de carga estática, radial
n <sub>G</sub>	3700 1/min    Velocidad límite
n <sub>B</sub>	3400 1/min    Velocidad de referencia
C <sub>ur</sub>	71000 N    Carga límite de fatiga, radial

**Ilustración 2-46. Resultados para rodamiento del programa online de INA**

### 3.- Conclusiones y comparación entre ambos cálculos

Por ambos métodos los valores obtenidos indican que el rodamiento elegido es válido, aunque los resultados discrepan ligeramente, debido a las características concretas del modelo de rodamiento y a que el fabricante siempre superará los requisitos mínimos de la norma para rodamientos.



## 2.8. *Motorreductor de elevación*

La potencia necesaria a la salida del reductor se calcula mediante la norma UNE 58132-5=94 en su apartado 9.2 sobre motores para movimientos verticales.

### 2.8.1. **Determinación del par necesario**

En el caso de la elevación el movimiento vertical se consigue mediante el enrollamiento de los dos cables en sendos tambores, cumpliendo con el par y velocidad adecuados. Para ello se utilizará un motor eléctrico de las mismas características generales que el de traslación, pero distinta potencia y relación de reducción.

Primero se preselecciona una potencia necesaria,

$$P_{Nmáx} = \frac{L \cdot V_L}{\eta} \cdot 10^{-3} = \frac{43.260 N \cdot 1 m/s}{0,9} = 48,01 kW$$

Siendo,

- $L$ , fuerza máxima de elevación admisible [N]
- $V_L$ , velocidad máxima de elevación [m/s]
- $\eta$ , rendimiento del mecanismo

$$L = (m + m_L) \cdot (g + a) = (3.150 kg + 1.050 kg) \cdot (9,8 m/s^2 + 0,5 m/s^2) = 43.260 N$$

$$V_L = 60 m/min = 1 m/s$$

Con la potencia se selecciona el par a la salida, conociendo la velocidad angular necesaria de la rueda.

$$N_{Smáx} = \frac{P_{Nmáx} \cdot 9550}{n} = \frac{48,01 kW \cdot 9550}{34,10 r.p.m.} = 13.459,66 N \cdot m$$

- $n$ , velocidad de rotación del motor [r.p.m.]

$$\omega_a = \frac{V_L}{r} = \frac{1 m/s}{0,56 m / 2} = 3,57 rad / s$$

$$n_a = \omega_a \cdot \frac{rad}{s} \cdot \frac{60 s}{1 min} \cdot \frac{1 rev}{2 \pi rad} = 34,10 rad / s$$

$$N_{Nmáx} = N_{Smáx} / i = 13.459,66 N \cdot m / 42,89 = 313,82 N \cdot m$$

## 2.8.2. Elección de motor y comprobaciones

Se selecciona un motorreductor SEW con las siguientes características:

- Trifásico, 380 V, 50 Hz, de inducción asíncrono con rotor jaula de ardilla.
- $P_m = 55 \text{ kW}$
- $n_a = 34 \text{ r.p.m.}$
- $M_a = 15.300 \text{ N}\cdot\text{m}$
- $i = 42,89$
- $m = 1.500 \text{ kg}$
- $\eta = 0,94$ , para el mecanismo completo 0,9.
- $J_G = (6.600+522)\cdot 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

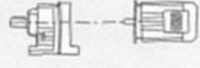
$P_m$ [kW]	$n_a$ [1/min]	$M_a$ [Nm]	$i$	$F_{Ra}^{(1)}$ [N]	SEW $f_B$					$m$ [kg]
55	10	51500	144.59	187400	0.95	K KH	187 187	DV DV	250M4 250M4	2070 2000
	11	46200	129.69	190000	1.10					
	13	40100	112.60	188500	1.25					
	14	36400	102.16	187100	1.35					
	17	31300	88.00	184200	1.60					
	20	26300	73.96	180200	1.90					
	23	22800	64.04	176300	2.2					
	17	31300	87.86	145300	1.00	K KH	167 167	DV DV	250M4 250M4	1490 1450
	19	27800	78.14	144600	1.15					
	22	24200	68.07	143300	1.30					
	24	21600	60.74	141700	1.50					
	28	18400	51.77	139100	1.75					
	34	15300	42.89	135400	2.1					

Tabla 2-27. Motorreductor elevación

Motor type	$P_N$ $M_N$	$n_N$	$I_N$ 380-415 V (400 V)	$\cos\varphi$	EFF	$\eta_{75\%}$ $\eta_{100\%}$	$I_A/I_N$	$M_A/M_N$ $M_H/M_N$	$J_{Mot}$		$Z_0$ BG <sup>4</sup> BGE <sup>5</sup>	$M_{Bmax}$
	[kW] [Nm]	[1/min]	[A]			[%]			2	3	[1/h]	[Nm]
DTE90S4	1.1	1460	2.45	0.78	EFF1	84.9	7.0	2.1	48	54	1850	20
	7.2		(2.40)			84.5		1.9			4700	
DTE90L4	1.5	1455	3.30	0.80	EFF1	86.0	7.1	2.2	58	64	2200	20
	9.8		(3.15)			85.7		2.2			5600	
DVE100M4	2.2	1455	4.70	0.80	EFF1	87.6	7.6	2.5	74	80	950	40
	14.4		(4.60)			87.0		2.1			4500	
DVE100L4	3	1455	6.4	0.80	EFF1	88.0	7.6	2.4	89	95	950	40
	19.7		(6.2)			87.6		2.1			4000	
DVE112M4	4	1460	8.4	0.80	EFF1	89.7	6.0	2.2	188	200	-	55
	26.2		(8.1)			89.0		1.8			2550	
DVE132S4	5.5	1455	11.2	0.83	EFF1	90.7	6.0	2.1	248	260	-	75
	36.1		(10.7)			89.6		1.7			2000	
DVE132M4	7.5	1465	15.6	0.81	EFF1	91.4	5.7	1.9	427	477	-	100
	48.9		(14.9)			90.8		1.7			1500	
DVE160M4	11	1460	22.5	0.81	EFF1	92.4	5.8	2.0	556	606	-	150
	72.0		(22.0)			91.6		1.7			1050	
DVE160L4	15	1475	30.5	0.81	EFF1	93.3	5.3	2.0	1216	1351	-	200
	97.1		(29.5)			93.0		1.5			870	
DVE180M4	18.5	1475	38.5	0.82	EFF1	94.0	5.6	2.1	1516	1651	-	300
	120		(35.0)			93.6		1.7			740	
DVE180L4	22	1475	42.5	0.84	EFF1	94.4	5.7	2.1	1816	1951	-	300
	142		(40.0)			94.0		1.7			570	
DVE200L4	30	1485	58	0.83	EFF1	94.3	7.1	2.1	3278	3413	-	300
	193		(56)			94.4		1.8			530	
DVE225S4	37	1485	70	0.85	EFF1	94.8	6.8	2.1	4078	4213	-	300
	238		(67)			94.7		1.7			320	
DVE250M4	45	1480	88	0.81	EFF1	94.0	7.1	3.3	6300	6600	-	300
	290		(86)			94.3		2.5			6730 <sup>6</sup>	
DVE250M4	55	1475	106	0.83	EFF1	94.2	6.0	2.7	6300	6600	-	600
	356		(102)			94.0		2.0			6730 <sup>6</sup>	

Tabla 2-28. Momento inercia rotor elevación

DRL..		$n_{epk}$ 1/min	$\eta$ %	$K$ Nm/'	$c_{TG}$ $KH$ Nm/'	$\varphi$ /R °
	i					
	17.34	4500	96	4094	3081	5
	20.32	4500	96	4094	3081	5
	24.52	4500	96	4094	3081	5
	28.77	4500	96	4094	3081	5
	32.25	4500	96	4094	3081	5
	36.61	2518	94	4504	3308	5
K167	42.89	2797	94	4504	3308	5

Tabla 2-29. Rendimiento del reductor de elevación

DRL..		$M_{amax}$ Nm	$M_{apk}$ Nm	$M_{aNotaus}$ Nm	$n_{ak}$ 1/min	$J_G \cdot 10^{-4}$ kgm <sup>2</sup>	$F_{Ramax}$ $K$ N	$KH$ N	$F_{Rapk}$ $K$ N	$KH$ N
$n_e = 1400$	i									
	17.34	32000	32100	54400	98	1210	67900	84500	150000	150000
	20.32	32000	32100	54400	108	917	74000	92300	150000	150000
	24.52	32000	32100	54400	114	660	81700	102000	150000	150000
	28.77	32000	32100	54400	122	495	88600	110600	150000	150000
	32.25	32000	32100	54400	124	409	93700	117100	150000	150000
	36.61	32000	32100	54400	74	667	99700	124500	150000	150000
K167	42.89	32000	32100	54400	77	522	107400	134200	150000	150000

Tabla 2-30. Momento de inercia reducido al motor del reductor de elevación

Nuevamente se comprueba que cumpla con los requisitos,

$$P_{mot} \geq P_{Nmáx} \quad 55kW \geq 48,067kW$$

$$M_{max\ mot} \geq M_{Nmáx} \quad 356,73N \cdot m \geq 313,82N \cdot m$$

Siendo:

- $P_{mot}$ , Potencia entregada por el motor [kW]
- $P_{Nmáx}$ , Potencia continua en el eje motor [kW]
- $M_{Nmáx}$ , Par de aceleración equivalente en el eje motor [N·m]
- $M_x$ , Par resistente equivalente en el eje motor [N·m]

Además de proporcionar la aceleración requerida por el sistema:

$$J_x = \frac{M \cdot v^2}{\omega_{mot}^2} \cdot \left(\frac{1}{i}\right)^2 = \frac{m_t \cdot r^2}{i^2} = \frac{4.200kg \cdot (0,28m)^2}{42,89^2} = 0,179kg \cdot m^2$$

$$J_m = 0,7122kg \cdot m^2$$

- $m_t$ , masa total de la cesta con carga [kg]
- $r$ , radio del tambor [m]

$$M_n = \frac{Ma}{i} = \frac{15.300N \cdot m}{42,89} = 356,73N \cdot m$$

El tiempo de arranque será:

$$T_d = \frac{(J_m + J_x/n) \cdot n_m}{9,55 \cdot (M_a - M_{xr})} = \frac{(0,7122 + 0,179 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 / 0,9) \cdot 1.458,26 \text{ r.p.m.}}{9,55 \cdot (356,73 \text{ N} \cdot \text{m} - 268,71 \text{ N} \cdot \text{m})} = 1,59 \text{ s} < 2 \text{ s}$$

$$M_{xr} = \frac{(m + m_L) \cdot g \cdot r}{i} = \frac{(4200 \text{ kg}) \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 0,28 \text{ m}}{42,89} = 268,71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Se comprueba por lo tanto que el motor es válido para el tiempo de ciclo que se requiere. La potencia requerida para este motor es muy grande, pero se podría reducir considerablemente disminuyendo la velocidad máxima de elevación sin verse apenas aumentado el tiempo de ciclo medio pues el movimiento que más tarda en la mayoría de casos es el de traslación. De esta forma reduciríamos además el peso total del transelevador al utilizar un motorreductor más ligero.

## 2.9. Columnas

### 2.9.1. Descripción

El transelevador dispone de dos columnas, ya que por peso y sobre todo por tamaño y orientación de la carga sería inviable una sola columna. Las columnas, además de servir como guía de la cesta de elevación, son las encargadas de soportar los esfuerzos generados por el peso y las inercias de la mayoría de elementos como: las propias columnas, el dintel superior (con poleas de reenvío y sistema de guiado superior), el armario eléctrico, el motorreductor, el tambor de arrollamiento del cable, y otros muchos elementos de masa despreciable como el cable de elevación, sistema de alimentación de los motores de las horquillas telescópicas, sistema de guiado, escaleras de mantenimiento, etc.

Las columnas estarán sometidas principalmente a esfuerzos de compresión, flexión y pandeo, por lo que se debe tener muy en cuenta el momento de inercia de su sección. Se realizarán con un perfil rectangular formado por placas soldadas.

### 2.9.2. Dimensionado

Existen varios tipos de fuerzas que actúan sobre las columnas:

- Cargas principales.
  - Cargas propias.
  - Cargas de elevación.
  - Efecto de las fuerzas proporcional verticales, teniendo en cuenta que la clase de elevación.
  - Fuerzas horizontales de inercia producidas por los accionamientos.
- Cargas adicionales.
  - Fuerzas debidas al movimiento oblicuo.

- Efectos de la temperatura.
- Carga sobre plataformas y barandillas.
  
- Casos especiales.
  - Fuerzas de choque (amortiguador).
  - Cargas de prueba.

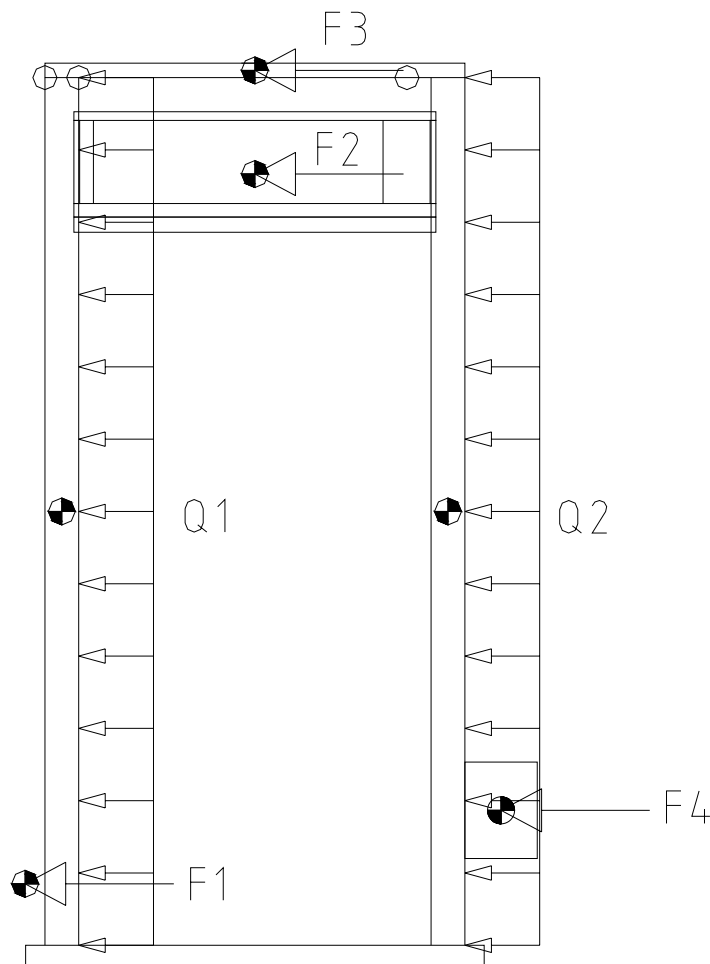
De cara a su dimensionamiento, se deben tener en cuenta los siguientes estados de carga:

- Frenado o aceleración del transelevador. Bien sea por medio de la rueda motriz o debido a un choque contra el tope de final de carrera, esta situación producirá la flexión y el pandeo de las columnas en su eje principal Z.
  - o El momento máximo se producirá en la base de la columna cuando el transelevador choque contra el tope y la cesta se encuentre en su punto más alto.
  - o El máximo esfuerzo de pandeo vendrá provocado por el mismo choque con el tope, y se tendrán en cuenta igualmente la situación con la cesta de elevación en su punto más alto ya que provoca la distribución de flectores más desfavorable.
- Aceleración vertical de la cesta de elevación con las horquillas extendidas y cargadas. En esta situación se producirán esfuerzos de flexión y pandeo en el eje débil de las columnas X.
  - o El momento máximo vendrá dado por la máxima extensión de las horquillas con la cesta en cualquiera que sea su posición.
  - o El esfuerzo máximo de pandeo se producirá con la cesta situada en su posición más alta, mientras la misma acelera hacia arriba provocando una mayor compresión de la columna principal.
- Salida/entradas de horquillas cagadas. Este movimiento provocará unas cargas muy similares a las de frenado del transelevador pero en el plano Y-Z.
  - o El caso en el que la cesta se encuentra a media altura producirá los máximos esfuerzos de flexión y pandeo, aunque estos serán muy bajos en comparación con los anteriores.

Todos estos esfuerzos se analizarán a continuación.

**2.9.2.1.****CASO 1: Deceleración máxima horizontal**

Cuando el transelevador frena o acelera se producen fuerzas horizontales debido a las inercias de los distintos elementos. Supondremos que estas fuerza son soportadas mediante las columnas formando una estructura hiperestática de esta forma:



**Ilustración 2-47. Fuerzas de inercia durante aceleración/deceleración**

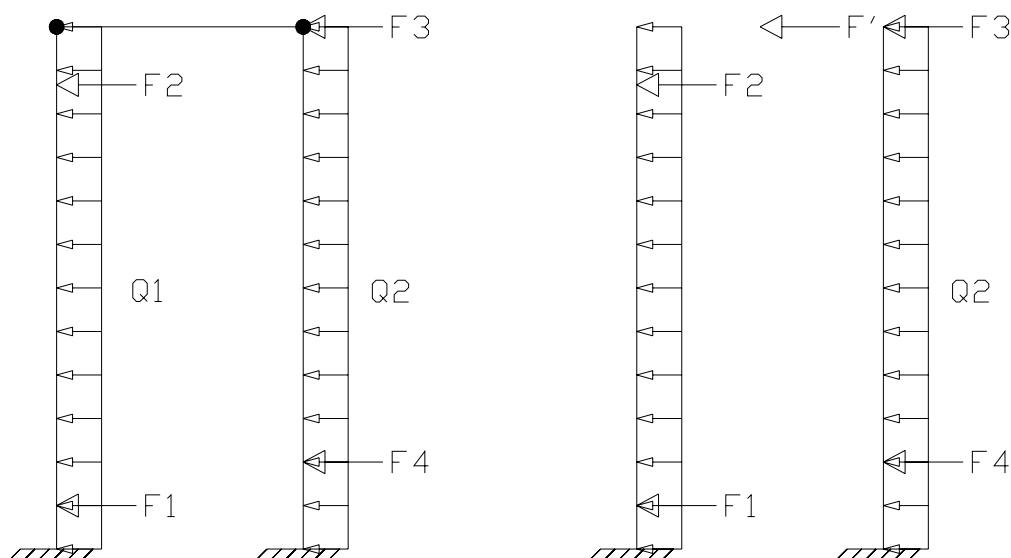


**Ilustración 2-48. Fotografías de columnas de un transelevador bicolumna.**

El testero inferior se supone mucho más rígido que las columnas en el sentido de que el giro que se producirá en éste no afectará al desplazamiento de la parte superior de las columnas.

El dintel superior, con un momento de inercia mucho menor que el de las columnas en el eje z, se une mediante uniones articuladas con las columnas. No sería útil realizar esta unión rígida, ya que debido a la flexibilidad del dintel no llegaría a transmitir momentos flectores significantes entre las columnas, a pesar de su menor longitud.

Por todo lo mencionado anteriormente, se calcularán las columnas como un sistema traslacional con un grado de libertad.



**Ilustración 2-49. Esquema de fuerzas en columnas durante choque contra amortiguador**

Las fuerzas se calcularán para una deceleración máxima en caso de choque contra el amortiguador a velocidad máxima. La normativa permite que el supuesto choque se dé a una velocidad inferior a la máxima.

$$V_{choque} = 0,7 \cdot V_{m\acute{a}x} = 0,7 \cdot 2,67 \text{ m/s}$$

Este factor supondría una reducción en la deceleración a la mitad ( $0,7^2 = 0,49$ ), reduciéndose igualmente las inercias y las fuerzas. Sin embargo se estima que esta situación carece de sentido, pues el transelevador podría perfectamente chocar contra el amortiguador a su máxima velocidad. Se aplica por lo tanto la deceleración calculada sin factor de reducción en la velocidad de choque.

Una vez caracterizado el sistema, se procede a calcular las fuerzas que actuarán en las columnas en el caso de choque.



Se establece el recorrido del amortiguador en 1m, y la velocidad de choque de 2,67m/s. La deceleración por lo tanto es,

$$a = \frac{(v_s^2 - v_0^2)}{2 \cdot d} = \frac{(0 - (2,66 \text{ m/s})^2)}{2 \cdot 1 \text{ m}} = -3,556 \text{ m/s}^2$$

Y con la aceleración se calcula las fuerzas de inercias ejercidas en las columnas para posteriormente calcular los desplazamientos de sus puntos superiores.

Para cargas puntuales la fórmula del desplazamiento es,

$$\bar{\delta}_i = \frac{F \cdot L \cdot L / 2 \cdot (L_T - L / 3)}{E \cdot I} =$$

Para cargas uniformemente distribuidas como son el peso propio de la columna, la expresión es,

$$\bar{\delta}_j = \theta \cdot L_T + \frac{Q \cdot L \cdot L / 2 \cdot L / 3 \cdot (L_T \cdot 2 / 3)}{E \cdot I} =$$

Siendo,

- $F_i$ , fuerza puntual  $i$ , aplicada a una altura  $L_i$  de la columna.
- $Q_j$ , fuerza distribuida  $j$ , aplicada a lo largo de toda la longitud  $L_T$ .
- $E, I$ , propiedades ya descritas de la columna.

En este momento se ha de preseleccionar la sección de la columna, pues en función de su peso propio estarán las fuerzas de inercia de la propia columna.

Las características mecánicas mínimas de los aceros según la norma UNE-EN 10025 son:

- modulo de Elasticidad ( $E$ ) 210.000 N/mm<sup>2</sup>
- modulo de Rigidez ( $G$ ) 81.000 N/mm<sup>2</sup>
- coeficiente de Poisson ( $\nu$ ) 0,3
- coeficiente de dilatación térmica ( $\alpha$ )  $1,2 \times 10^{-5} \text{ (}^\circ\text{C)}^{-1}$
- densidad ( $\rho$ ) 7.850 Kg/m<sup>3</sup>

Y la sección es la siguiente:

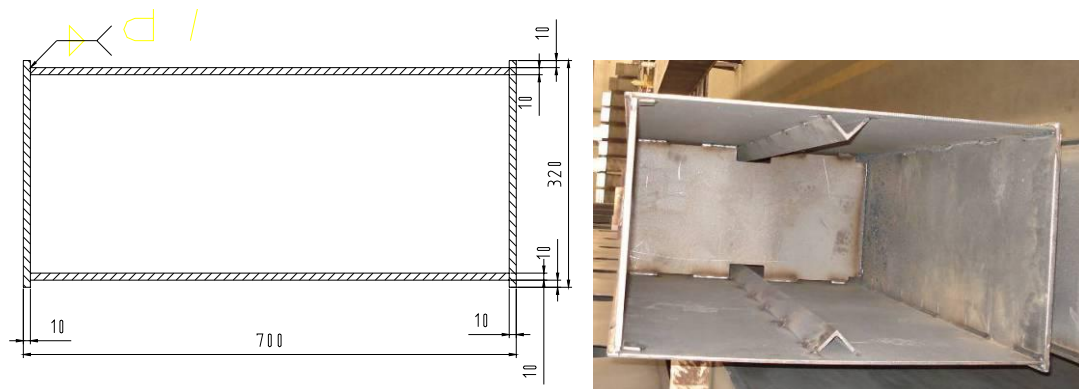


Ilustración 2-50. Plano y fotografía de sección de las columnas

Tabla 4.1 Características mecánicas mínimas de los aceros UNE EN 10025

DESIGNACIÓN	Espesor nominal $t$ (mm)				Temperatura del ensayo Charpy °C
	Tensión de límite elástico $f_y$ (N/mm <sup>2</sup> )			Tensión de rotura $f_u$ (N/mm <sup>2</sup> )	
	$t \leq 16$	$16 < t \leq 40$	$40 < t \leq 63$	$3 \leq t \leq 100$	
S235JR					20
S235J0	235	225	215	360	0
S235J2					-20
S275JR					20
S275J0	275	265	255	410	0
S275J2					-20
S355JR					20
S355J0	355	345	335	470	0
S355J2					-20
S355K2					-20 <sup>(1)</sup>
S450J0	450	430	410	550	0

<sup>(1)</sup> Se le exige una energía mínima de 40J.

Tabla 2-31. Propiedades mínimas de aceros según norma

Se escoge un acero S275J0. Dada la sección y el material elegidos para las columnas, sus características serán:

Longitud (mm)	18.000
Altura (mm)	700,00
Anchura (mm)	300,00
Espesor (mm)	10,00
Área (m <sup>2</sup> )	0,0196
Peso/m (kg/m)	153,86
Peso (kg)	2.769,48
$I_y$ (cm <sup>4</sup> )	123.825,33
$I_z$ (cm <sup>4</sup> )	33.105,33
$W_y$ (cm <sup>3</sup> )	3.537,87
$W_z$ (cm <sup>3</sup> )	2.207,02

Tabla 2-32. Características columnas

Los desplazamientos, para la columna A, tomando como positivo el eje  $-X$ .

	Masa (kg)	Fuerza (N)	Distancia (m)	$\delta_A$ (m)
1	1.879,50	6.691,02	1,25	0,00035
2	4.200,00	14.952,00	16	0,09323
3	505,98	1.801,30	18	0,01347
4	2907,95	575,13 N/m	18	0,02902
Total				0,13607
F'		1,00	18	7,5E-06

**Tabla 2-33. Desplazamientos columna A debido a inercias**

Y para la columna B,

	Masa (kg)	Fuerza (N)	Distancia (m)	$\delta_B$ (m)
5	525	1869,00	3	0,00055
6	2907,95	575,13 N/m	18	0,02902
Total				0,02957
F'		1,00	18	7,5E-06

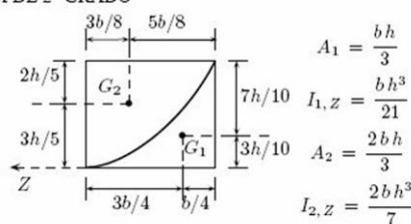
**Tabla 2-34. Desplazamientos columna B debido a inercias**

Como los desplazamientos de ambas columnas han de ser iguales puesto que están unidas mediante el dintel superior, considerado completamente rígido pues su estará sometido a tracción o compresión, la fuerza que el dintel superior transmite de una columna a la otra es:

$$\delta_A(F') = \delta_B(F')$$

$$\bar{\delta}_A = \bar{\delta}_B \rightarrow 0,13607m - \frac{F' \cdot L \cdot L/2 \cdot (L_T \cdot 2/3)}{E \cdot I} = 0,02957m + \frac{F' \cdot L \cdot L/2 \cdot (L_T \cdot 2/3)}{E \cdot I} \rightarrow F = -7.122,64N$$

**CURVA DE 2º GRADO**



**Ilustración 2-51. Propiedades curva 2º grado**

Contando con la tracción del dintel, el desplazamiento en la columna A queda,

	Masa (kg)	Fuerza (N)	Distancia (m)	$\delta_A$ (m)
1	1.879,50	6.691,02	1,25	0,00035
2	4.200,00	14.952,00	16	0,09323
3	505,98	1.801,30	18	0,01347
4	2.907,95	575,13 N/m	18	0,02902

F'		-7.122,64	18	-0,05325
Total				0,08281

**Tabla 2-35. Desplazamientos columna A debido a todas las fuerzas**

Y el de la columna B,

	Masa (kg)	Fuerza (N)	Distancia (m)	$\delta_B$ (m)
5	525	1.869,00	3	0,00055
6	2.907,95	575,13 N/m	18	0,02902
F'		-7.122,64	18	-0,05325
Total				0,08281

**Tabla 2-36. Desplazamientos columna B debido a todas las fuerzas**

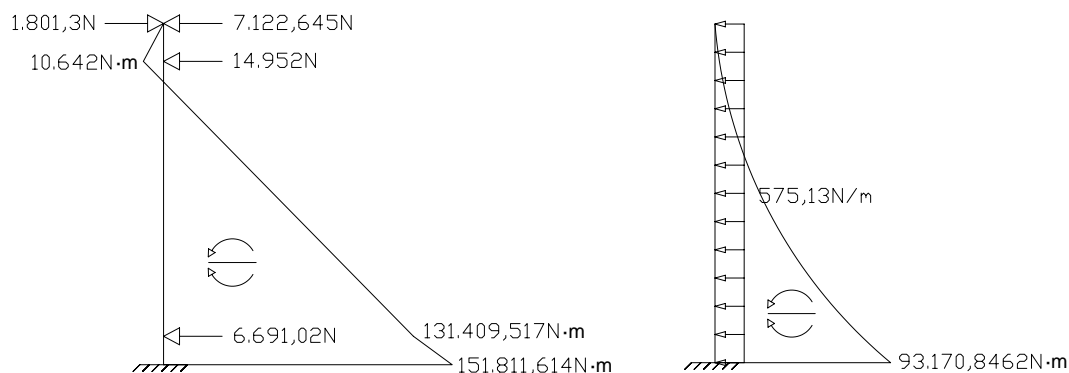
La deflexión en caso de choque es muy grande, pero no ocurrirá en condiciones normales ni ha de garantizar la funcionalidad. Sin embargo sí lo ha de hacer la deflexión con aceleración de servicio, que será,

$$\bar{\delta} = 82,81mm \cdot \frac{0,5m/s^2}{3,56m/s^2} = 11,6mm$$

Esta deflexión se considera válida de cara al funcionamiento de la instalación pues será transitoria y entra dentro de las tolerancias de los nichos del almacén.

A partir de aquí calcularemos únicamente los esfuerzos en la columna A, puesto que es la más solicitada ya que la cesta se apoya en ella directamente. Cuando la dirección de la aceleración sea opuesta la más solicitada será la columna B, pero no llegará a los límites de la columna A ya que no soporta las tensiones y el peso del grupo de elevación.

Conociendo todos los parámetros que actúan sobre la columna A podemos saber cuál será su diagrama de momentos flectores. No es necesario calcularlo con detalle, por lo que sabiendo que las fuerzas uniformemente distribuidas causan el máximo momento en la base de la columna, dibujamos el diagrama que provocan las fuerzas puntuales para comprobar, como parece intuitivo, que el máximo momento en este diagrama también estará en la base y se sumará al anterior.



**Ilustración 2-52. Diagrama momentos columna A durante choque contra amortiguador**

Con momento máximo en la base de:

$$M = \Sigma(f_i \cdot L_i + Q_j \cdot L_j^2)$$

	Momento
1	8.363,775
2	239.232
3	32.423,4545
4	93.170,8462
F <sup>*</sup>	-128.207,616
Total	244.982,46

**Tabla 2-37. Momentos en la base de columna A provocados por cada fuerza**

Además de las fuerzas de compresión:

$$N = m_{fijas} \cdot g + m_{elev} \cdot (g + a) = 71.026,37N$$

El mayor momento se produce en la base de la columna A, que será además la más solicitada a compresión. Es por ello que a partir de ahora analizaremos exclusivamente esta columna, dando por sentado que las tensiones en la columna B serán siempre menores que las de la columna A.

Por lo tanto las solicitaciones máximas de la columna A son,

- $N_c = 114.286,371N$  de cara a la columna (pandeo y flexión)
- $N_u = 71.026,371N$  de cara a la unión atornillada
- $Q = 16.896,81N$
- $M = 244.982,46N \cdot m$

La diferenciación entre axiles viene dada por el hecho de que la compresión que ejercen los cables solamente se produce en las secciones de la columna comprendidas entre el tambor de elevación y las poleas superiores. Por lo tanto para calcular todo lo relativo a la sección de la columna se tendrán en cuenta estos esfuerzos. Sin embargo para calcular la unión, únicamente tienen efecto las fuerzas de inercias, las tensiones de los cables se equilibran en la estructura sin transmitirse a los tornillos o las soldaduras.

Por lo tanto las tensiones en la sección más desfavorable de la columna A son:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{114.286,37N}{19.600mm^2} + \frac{244.982,46N}{3.537,02 \cdot 10^3 mm^3} = 75,077MPa$$

$$\tau = \frac{Q}{A} = \frac{16.896,81N}{19.600mm^2} = 0,862MPa$$

Según Von Misses, la tensión total es:

$$C_T = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{75,077MPa^2 + 3 \cdot 0,862MPa^2} = 75,09MPa$$

El coeficiente de seguridad, ya que nos encontramos en el caso de sollicitación I según la norma UNE 58132 (Caso I, servicio normal sin viento), se calcula como,

$$\sigma_a = \frac{\sigma_R}{v_R} = \frac{440MPa}{2,2} = 200MPa$$

Casos de sollicitación	I y II	III
Valor de $v_R$	2,2	1,8

Tabla 2-38. Valores de  $v_R$

$$S = \frac{\sigma_a}{C_T} = \frac{200MPa}{75,09MPa} = 2,66$$

Se comprueba que la columna resiste sin problemas los esfuerzos en caso de un choque del transelevador contra el amortiguador.

Esta sección tiene un momento de inercia en dirección “y” mucho mayor al de la dirección “z”, por lo que no se calculará el pandeo en esta dirección.

### 2.9.2.2.

### CASO 2: Aceleración máxima vertical

Estando la cesta en su posición más alta y acelerando hacia arriba se daría en estado más desfavorable de cara a flexión y pandeo. Pese a que esto nunca ocurrirá a la vez (si está en su posición más alta, la cesta solo puede tener un aceleración hacia abajo) se calculará este estado, pues de lo contrario habría que calcular dos: la cesta parada en su punto más alto y la cesta acelerando hacia arriba en un punto a determinar. De esta forma tenemos en cuenta el diagrama de momentos flectores más desfavorable de cara al pandeo y la mayor fuerza de compresión. No se considera ningún esfuerzo de torsión en la columna.

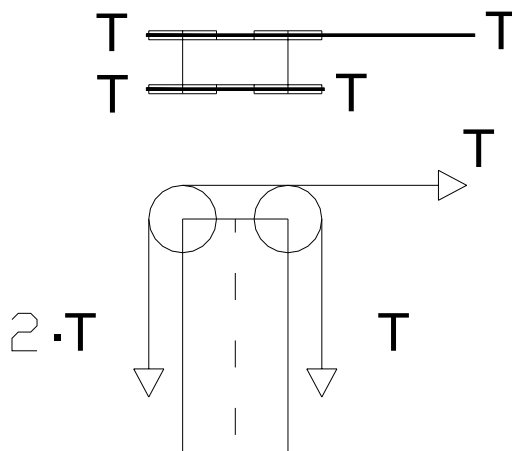
Dada la sección y el material elegidos para las columnas, sus características serán:

Característica	Valor	Unidades
Límite elástico	410	N/mm <sup>2</sup>
Peso lineal	153,86	kg/m
Peso total	2.769,48	Kg
Longitud (m)	18	m
$W_{el y}$	3.537,86667	cm <sup>3</sup>
$W_{el z}$	2.207,02222	cm <sup>3</sup>
Área de sección	0,0196	m <sup>2</sup>
$I_{yt}$	123.825,333	cm <sup>4</sup>
$I_{zt}$	33.105,3333	cm <sup>4</sup>

Tabla 2-39. Características sección de columna”

Las fuerzas de compresión que sufrirá la columna principal serán mayores que las de la columna secundaria, dado que es por la que ascienden los dos cables desde el tambor y

baja uno desde una de las poleas de reenvío. En el siguiente esquema se pueden ver los efectos de todas las fuerzas de compresión:



**Ilustración 2-53. Esquema de fuerzas debidas a los cables**

La suma de todas las fuerzas de compresión, suponiendo todas las cargas aplicadas en el extremo superior de la columna como caso más desfavorable, da como resultado:

$$P = 3 \cdot T + Q_C + Q_E + Q_D = 3 \cdot 21.630 \text{ N} + \frac{505,98 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}{2} + \frac{5.815,91 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}{2} + \frac{1.879,5 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}{2} = 114.286,37 \text{ N}$$

$$T = \frac{(m + m_L) \cdot (g + a)}{2} = \frac{4.200 \text{ kg} \cdot (9,8 \text{ m/s}^2 + 0,5 \text{ m/s}^2)}{2} = 21.630 \text{ N}$$

- a, aceleración máxima vertical de la cesta [ $\text{m/s}^2$ ]
- m y  $m_L$ , masa de la cesta y masa de la carga respectivamente.

La estructura del pórtico del transelevador hace que la base de la columna se comporte como un empotramiento con el testero inferior y éste a su vez con el carril como un apoyo simple; y el extremo superior como una articulación con el dintel superior y éste como un apoyo deslizante con el carril superior. La estructura por lo tanto es la de una barra biarticulada. Suponemos los esfuerzos axiales constantes e iguales al máximo valor, pues varían muy poco respecto a éste. También los suponemos centrados y la columna como una sección constante. La longitud de pandeo se calcula como:



Tabla 6.1 Longitud de pandeo de barras canónicas

Condiciones de extremo	biarticulada	biempotrada	empotrada articulada	biempotrada desplazable	en ménsula
Longitud $L_k$	1,0 L	0,5 L	0,7 L	1,0 L	2,0 L

Tabla 6.2 Curva de pandeo en función de la sección transversal

Tipo de sección	Tipo de acero	S235 a S355		S450	
		Eje de pandeo <sup>(1)</sup>		y	z
Perfiles armados en cajón <sup>(2)</sup>	soldadura gruesa: $a/t > 0,5$ $b/t < 30$ $h/t_w < 30$			c	c
		en otro caso		b	b

Tabla 2-40. Longitudes características de pandeo

$$L_p = \beta \cdot H = 1 \cdot 18m = 18m$$

Al tratarse de un caso de flexo compresión, calcularemos el momento flector aplicado por las horquillas extendidas al acelerarse la cesta hacia arriba. Para ello se supone la cesta en su punto más alto, puesto que aunque nunca vaya a darse esa situación se trata del máximo momento flector aplicado en el punto más desfavorable. En caso de estar la cesta en una posición intermedia, los flectores por encima de ella y por debajo actuarían de forma inversa de cara al pandeo, al tratar de doblar la columna en direcciones contrarias.

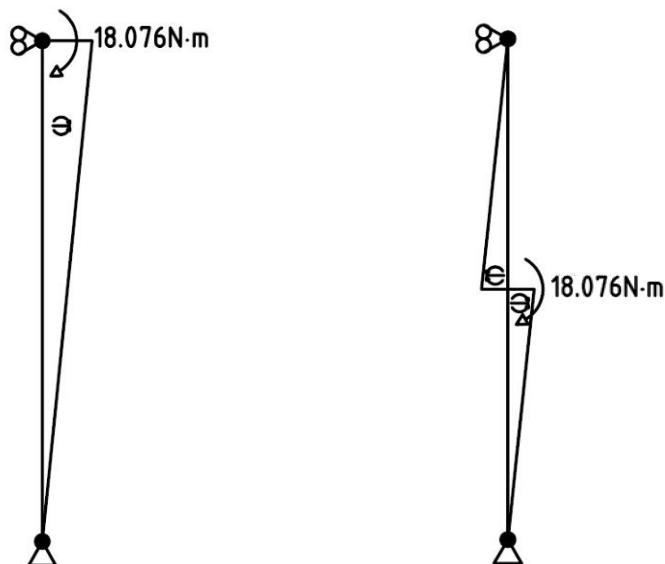


Ilustración 2-54. Momentos provocados por las horquillas en eje débil

El momento que generan las horquillas al estar completamente extendidas y la cesta acelerando hacia arriba se puede calcular como:

$$M_T = M_1 + M_2 + M_3 = F_1 \cdot d_1 + F_2 \cdot d_2 + F_3 \cdot d_3 = 800 \text{ kg} \cdot (9,8 + 0,5) \text{ m/s}^2 \cdot 0 \text{ m} + 300 \text{ kg} \cdot (9,8 + 0,5) \text{ m/s}^2 \cdot 1,35 \text{ m} + (1.000 + 150) \text{ kg} \cdot (9,8 + 0,5) \text{ m/s}^2 \cdot 2,7 \text{ m} = 36.153 \text{ N} \cdot \text{m}$$

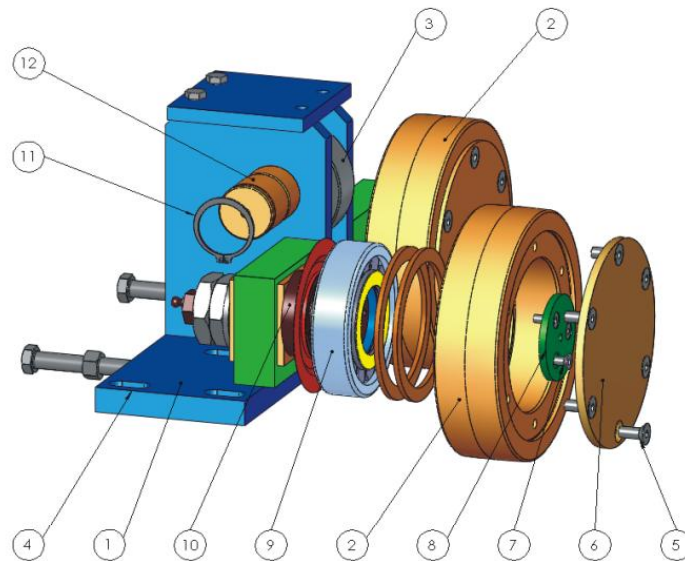
	Masa (kg)	Aceleración (m/s <sup>2</sup> )	Distancia (m)	Momento (N·m)
Carga	1.000	9,8+0,5	2.700	27.810
Horquilla 3	150	9,8+0,5	2.700	4.171,5
Horquilla 2	300	9,8+0,5	1.350	4.171,5
Horquilla 1	800	9,8+0,5	0	0
TOTAL				36.153

**Tabla 2-41. Momento debido a las horquillas (II)**

El cual será soportado a partes iguales entre ambas columnas.

$$M_c = \frac{M_T}{2} = 18.076,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Las ruedas de guiado de la cesta son las encargadas de transmitir este momento a la columna



**Ilustración 2-55. Conjunto ruedas guiado cesta.**

La reacción en cada rodillo de apoyo será de,

$$F = \frac{M_c}{d_v} = 18.076,5 \text{ N} \cdot \text{m} / 2 \text{ m} = 9.038,25 \text{ N}$$

Se aplicará la fórmula para el estado de flexocompresión, teniendo en cuenta que únicamente existe flexión en el eje débil.

$$\frac{N_{ED}}{\chi_y \cdot A^* \cdot f_{yd}} + \alpha_y \cdot k_y \cdot \frac{c_{m,y} \cdot M_{y,ED} + e_{N,y} \cdot N_{ED}}{W_y \cdot f_{yd}} \leq 1$$

Sabiendo que la colase de sección de la columna es de tipo 3, se obtienen algunos parámetros de la tabla.

**Tabla 5.1 Clasificación de secciones transversales solicitadas por momentos flectores**

<b>Clase 1: Plástica</b>	Permiten la formación de la rótula plástica con la capacidad de rotación suficiente para la redistribución de momentos.
<b>Clase 2: Compacta</b>	Permiten el desarrollo del momento plástico con una capacidad de rotación limitada.
<b>Clase 3: Semicompacta o Elástica</b>	En la fibra más comprimida se puede alcanzar el límite elástico del acero pero la abolladura impide el desarrollo del momento plástico
<b>Clase 4: Esbelta</b>	Los elementos total o parcialmente comprimidos de las secciones esbeltas se abollan antes de alcanzar el límite elástico en la fibra más comprimida.

**Tabla 2-42. Clases de sección**

Sabiendo que la colase de sección de la columna es de tipo 3, se obtienen algunos parámetros de la tabla.

Los factores de momento flector uniforme equivalente  $c_{m,y}$ ,  $c_{m,z}$ ,  $c_{mLT}$  se obtienen de la tabla 6.14 en función de la forma del diagrama de momentos flectores entre puntos arriostrados tal como se indica en la tabla.

En las barras de pórticos de estructuras sin arriostrar con longitudes de pandeo superiores a la de las propias barras debe tomarse:

$$c_m = 0,9 \quad (6.53)$$

**Tabla 6.12 Términos de comprobación, según peor clase de sección en la pieza**

Clase	A*	W <sub>y</sub>	W <sub>z</sub>	$\alpha_y$	$\alpha_z$	e <sub>N,y</sub>	e <sub>N,z</sub>
1	A	W <sub>pl,y</sub>	W <sub>pl,z</sub>	0,6	0,6	0	0
2	A	W <sub>pl,y</sub>	W <sub>pl,z</sub>	0,6	0,6	0	0
3	A	W <sub>el,y</sub>	W <sub>el,z</sub>	0,8	1	0	0
4	A <sub>eff</sub>	W <sub>eff,y</sub>	W <sub>eff,z</sub>	0,8	1	Según pieza y tensiones	Según pieza y tensiones

**Tabla 2-43. Términos para cálculo del pandeo**

Para conocer el coeficiente de pandeo será necesario obtener antes la esbeltez reducida:

$$N_{cr} = \left( \frac{\pi}{L_k} \right)^2 \cdot E \cdot I = \left( \frac{\pi}{18.000} \right)^2 \cdot 210.000 \text{ N/mm}^2 \cdot 331.053.333 \text{ mm}^4 = 2.117.736,856 \text{ N}$$

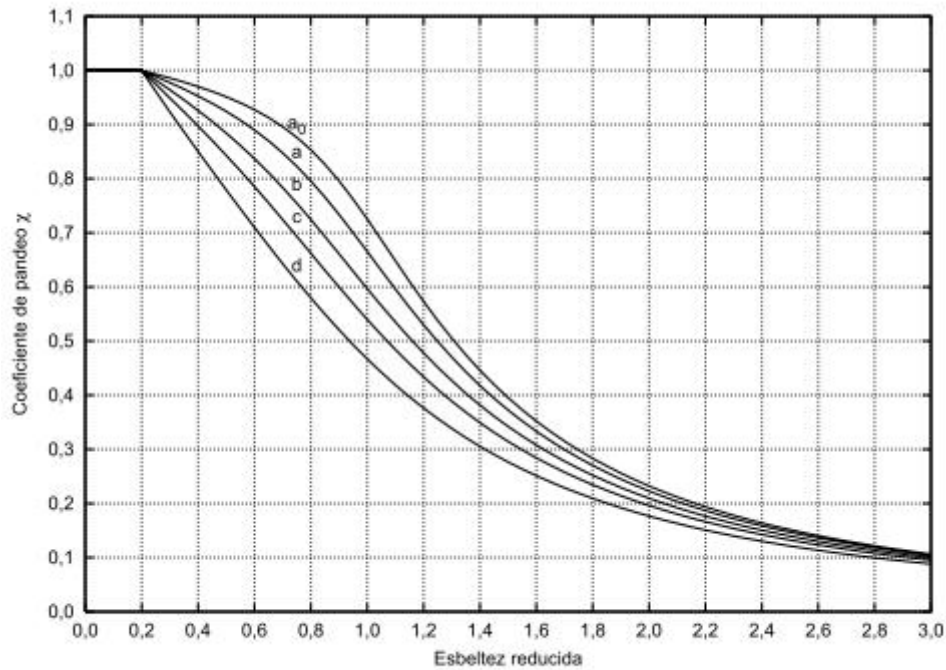
Siendo,

- E, módulo de elasticidad [N/mm<sup>2</sup>]
- I, momento de inercia del área de la sección para flexión en el plano considerado [mm<sup>4</sup>]
- L<sub>k</sub>, longitud de pandeo de la pieza según la tabla [m]

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} = \sqrt{\frac{19.600 \text{ mm}^2 \cdot 220 \text{ N/mm}^2}{N_{cr}}} = 0,998$$

- A, área de la sección transversal [mm<sup>2</sup>]
- $f_{yd}$ , resistencia de cálculo del acero aplicando coeficiente de seguridad [N/mm<sup>2</sup>]

$$f_{yd} = \frac{f_y}{\gamma_{M1}} = \frac{275 \text{ N/mm}^2}{1,25} = 220 \text{ N/mm}^2$$



**Figura 6.3 Curvas de pandeo**

**Ilustración 2-56. Coeficiente de pandeo – Esbeltez reducida**

Elegimos, para una esbeltez reducida de 1 prácticamente, un coeficiente de pandeo de,

$$\chi = 0,54$$

A continuación se calcula el coeficiente  $k_y$ .

**Tabla 6.13 Coeficientes de interacción según peor clase de sección en la pieza**

Clase	Tipo de sección	$k_y$	$k_z$	$k_{yLT}$
1 y 2	I, H, abiertas	$1 + (\bar{\lambda}_y - 0,2) \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_y N_{C,Rd}}$	$1 + (2 \cdot \bar{\lambda}_z - 0,6) \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{C,Rd}}$	el menor de
	Hueca delgada	$1 + (\bar{\lambda}_y - 0,2) \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_y N_{C,Rd}}$	$1 + (\bar{\lambda}_z - 0,2) \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{C,Rd}}$	$1 - \frac{0,1 \cdot \bar{\lambda}_z}{(c_{mLT} - 0,25)} \frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{C,Rd}}$ $0,6 + \bar{\lambda}_z$
3 y 4	Todas	$1 + 0,6 \cdot \bar{\lambda}_y \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_y N_{C,Rd}}$	$1 + 0,6 \cdot \bar{\lambda}_z \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{C,Rd}}$	$1 - \frac{0,05 \cdot \bar{\lambda}_z}{(c_{mLT} - 0,25)} \frac{N_{Ed}}{\chi_z N_{C,Rd}}$

siendo

$\bar{\lambda}_y$  y  $\bar{\lambda}_z$  valores de las esbelteces reducidas para los ejes y-y y z-z, no mayores que 1,00.

$$N_{C,Rd} = A^* \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M1}}$$

**Tabla 2-44. Coeficientes de iteración**

$$N_{C,Rd} = A^* \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M1}} = 19.600 \text{ mm}^2 \cdot 220 \text{ N/mm}^2 = 4.312.000 \text{ N}$$

$$k_y = 1 + (\lambda_y - 0,2) \cdot \frac{N_{Ed}}{\chi_y \cdot N_{C,Rd}} = 1 + (0,998 - 0,2) \cdot \frac{114.514,354 \text{ N}}{0,54 \cdot 4.312.000 \text{ N}} = 0,0884$$

**Tabla 6.14 Coeficientes del momento equivalente**

Factor de momento flector	Eje de flexión	Puntos arriostrados en dirección
$c_{m,y}$	y-y	z-z
$c_{m,z}$	z-z	y-y
$c_{m,LT}$	y-y	y-y
<b>Diagrama de Flectores</b>		<b>Factor de momento uniforme equivalente</b>
		$c_{m,y} = c_{m,i} \text{ (i=y)}$
		$c_{m,z} = c_{m,i} \text{ (i=z)}$
		$c_{m,LT} = c_{m,i} \text{ (i=LT)}$



$$c_{m,i} = 0,6 + 0,4 \cdot \psi \geq 0,4$$

**Tabla 2-45. Coeficientes de momento equivalente**

Se considera la estructura arriostrada en sus puntos superior e inferior, siendo ,

$$\psi = 1 \rightarrow c_{m,y} = 0,6$$

Con estos datos ya podemos sustituir en la fórmula:

$$\frac{N_{ED}}{\chi_y \cdot A^* \cdot f_{yd}} + \alpha_y \cdot k_y \cdot \frac{c_{m,y} \cdot M_{y,ED} + e_{N,y} \cdot N_{ED}}{W_y \cdot f_{yd}} \leq 1$$

$$\frac{114.514,354N}{0,54 \cdot 19.600mm^2 \cdot 220 N/mm^2} + 0,6 \cdot 0,0884 \cdot \frac{0,6 \cdot 18.076,5N \cdot m + 0 \cdot 114.514,354N}{2.207,02cm^3 \cdot 220 N/mm^2} = 0,0714 \leq 1$$

Resistirá por tanto la columna sin ningún problema al pandeo en dirección de su eje débil “Z”..

### 2.9.2.3. CASO 3: Extensión de horquillas

Cuando las horquillas se extienden y recogen generan unas fuerzas horizontales sobre las columnas en dirección Z.

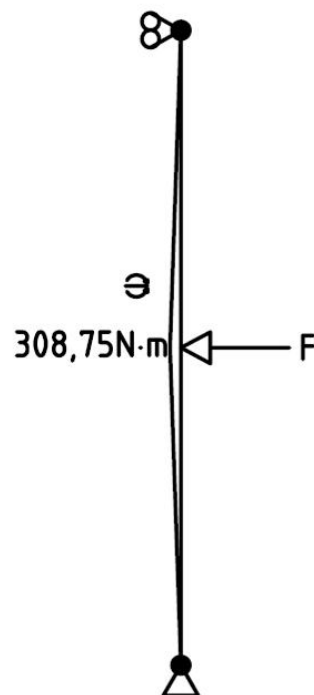
El momento máximo en las columnas se produce cuando las horquillas funcionan estando la cesta en el centro de la columna.

	Masa (kg)	Aceleración (m/s <sup>2</sup> )	Momento (N·m)
Carga	1000	0,5	500
2	150	0,5	75
1	300	0,25	75
Fija	800	0	0
TOTAL			650

**Tabla 2-46. Fuerza provocadas por extensión de horquillas**

La fuerza total se repartirá entre las dos columnas siendo la fuerza por columna la mitad de ésta. El momento provocado por esta fuerza aplicada en el centro de una columna biapoyada con una longitud de 19m será de,

$$M = F/2 \cdot L = 650N/2 \cdot 9,5m = 3.087,5N \cdot m < 18.076,5N \cdot m$$

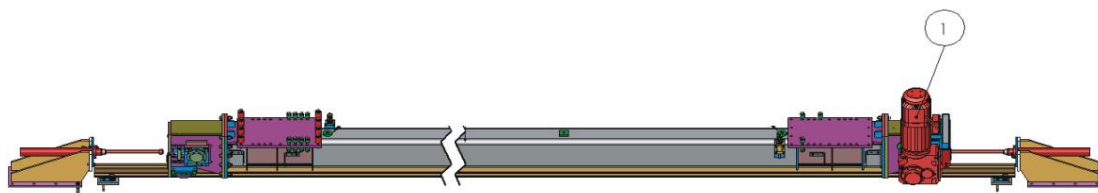


**Ilustración 2-57. Momentos provocados por extensión de horquillas en eje débil**

Sin embargo este valor es muy pequeño en comparación al que se produce debido al peso con las horquillas extendidas, y el diagrama de flectores que produce en la columna es menos desfavorable que el del caso mencionado. Por lo tanto no se estudiará esta situación dando por hecho que no produce esfuerzos significativos en la estructura.

### **2.10. Bastidor Inferior**

El bastidor inferior está destinado a soportar los esfuerzos transmitidos por las columnas y el motorreductor de traslación y va unida a las ruedas que sirven de apoyo a la estructura completa.



**Ilustración 2-58. Bastidor inferior en 3D**



De cara a su dimensionado se tendrá en cuenta que debe aguantar los esfuerzos sin sufrir daños ni grandes deformaciones. Además deberá tener una anchura adecuada para la fijación las columnas y las ruedas y minimizando su altura para aumentar la carrera útil vertical del transelevador y aumentar la capacidad de almacenamiento. Se optará por un perfil de doble alma con las siguientes características:

Longitud (mm)	9.500
Altura (mm)	450
Anchura (mm)	500
Espesor (mm)	12
Área (m <sup>2</sup> )	0,0222
Peso/m (kg/m)	174,46
Peso (kg)	481,8895
I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> )	73.029,36
I <sub>z</sub> (cm <sup>4</sup> )	85.881,88
W <sub>y</sub> (cm <sup>3</sup> )	3.245,75
W <sub>z</sub> (cm <sup>3</sup> )	3.435,28

**Tabla 2-47. Propiedades bastidor inferior**

En sus extremos el bastidor inferior irá unido a las cajas de las ruedas mediante una unión atornillada/soldada. Se instalarán unas garras antivuelco con el fin de garantizar la estabilidad longitudinal y evitar el descarrilamiento de las ruedas.

Los esfuerzos a los que estará sometido serán los que transmiten las columnas a través de sus respectivas uniones.

### **2.10.1. Cálculo de la soldadura entre la base de la columna y placa base**

Para unir rígidamente la columna con el testero inferior se opta por una unión atornillada. Sin embargo esta unión se realiza entre el testero y una placa mucho más resistente que la de la columna que va soldada a esta.

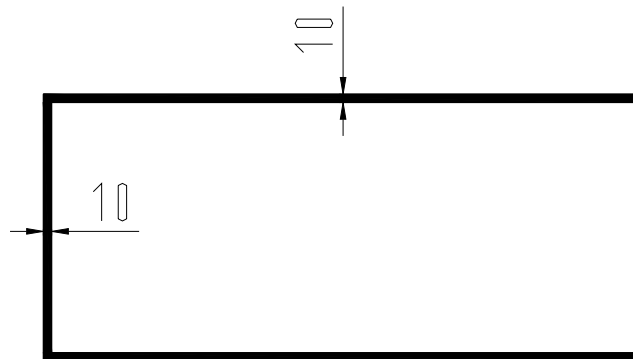
Para la unión se realizará un cordón de soldadura continuo alrededor de la columna.

El material de la columna y placa base es el mismo, St 275. Este acero tiene una resistencia mecánica de :

$$\sigma = 260 \text{ N/mm}^2$$

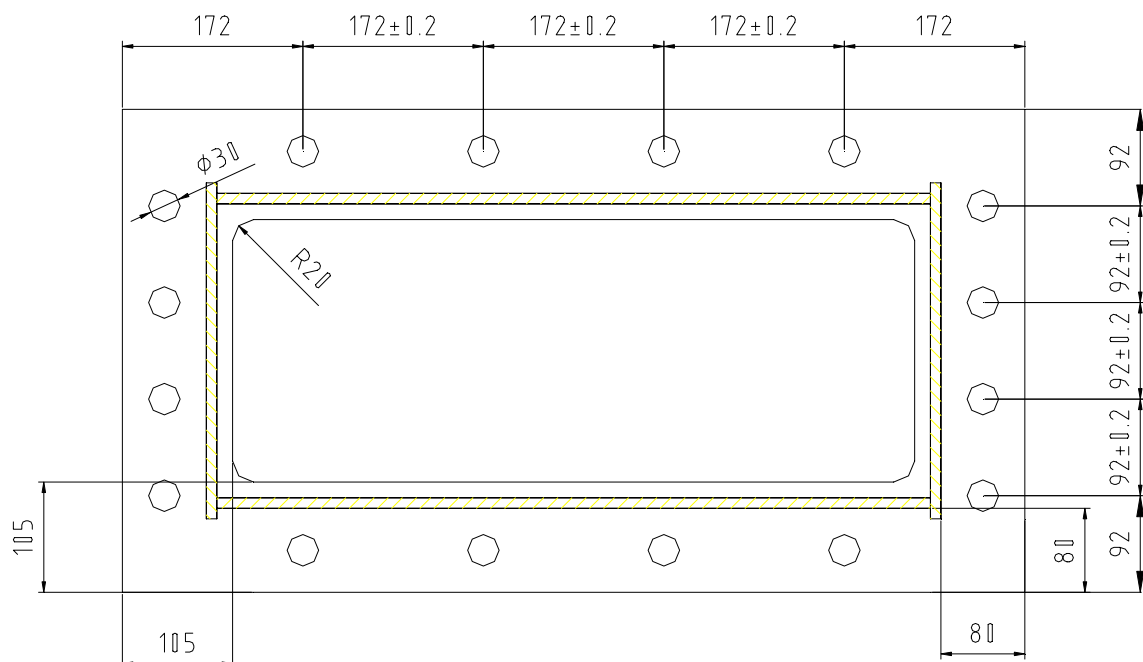
Y el espesor mínimo es el de la columna, 12 mm. Por lo tanto el espesor de cordón de soldadura será de  $a = 0,7 \cdot S_{\min} = 7 \text{ mm}$

A continuación se muestran las dimensiones de la sección de la soldadura y los esfuerzos a los que está sometida la columna principal:



**Ilustración 2-59. Sección soldadura brida base de columna**

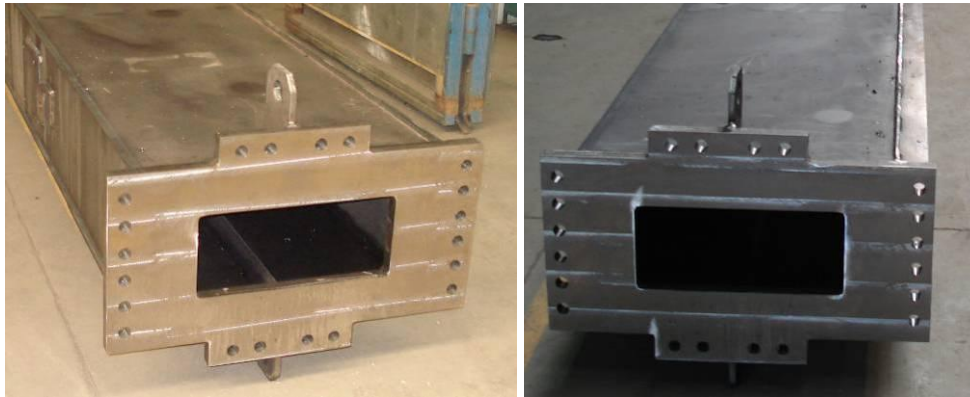
$$W_y = \frac{I_y}{z} = \frac{\frac{H \cdot B^3}{12} - \frac{h \cdot b^3}{12}}{H/2} = \frac{H \cdot B^3 - h \cdot b^3}{6 \cdot H} = 3.828.555,56 \text{ mm}^3$$



**Ilustración 2-60. Medidas brida en la base de columna para unión atornillada**



**Ilustración 2-61. Fotografía de soldadura entra brida y columna**



**Ilustración 2-62. Fotografías de columna con la brida soldada en su base**

Por lo tanto la unión soldada está sometido a flexión, tracción y cortadura.

$$\text{Solicitud a cortadura} \quad C_T = \frac{F}{A} = \frac{24.498N}{19.600mm^2} = 0,82 N/mm^2$$

$$\text{Solicitud a tracción} \quad C_F = \frac{F \cdot L}{W_x} = \frac{244.982,46N \cdot m}{3.828.555,56mm^3} = 63,99 N/mm^2$$

Según el criterio de Von Misses, la tensión total en el material de la soldadura será de,

$$C = \sqrt{C_T^2 + C_F^2} = \sqrt{0,82 N/mm^2 + 63,99 N/mm^2} = 64 N/mm^2$$

El coeficiente de seguridad a rotura de la soldadura será por tanto,

$$S = \frac{\sigma}{C} = \frac{260 N/mm^2}{64 N/mm^2} = 4$$

### **2.10.2. Cálculo de la unión atornillada entre columnas y bastidor inferior**

Se calculará la unión atornillada frente a rotura en caso de choque del transelevador con el amortiguador, caso en el que se produce el mayor momento en la unión y por lo tanto

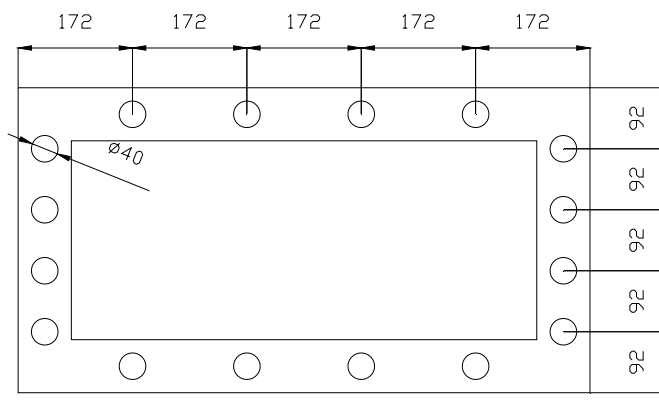
el mayor esfuerzo en los tornillos, que se verán cometidos a un gran esfuerzo de tracción.

En el cálculo de la unión atornillada hay que tener en cuenta que según la forma en que trabaje la unión, puede fallar por diferentes modos:

- La unión podría fallar por agotamiento del material de las chapas a unir en las paredes del taladro efectuado para alojar el tornillo. La resistencia frente al aplastamiento se expresa en función de la tensión de rotura del acero de las chapas a unir y no de la tensión del límite elástico, debido a la existencia inevitable de valores altos en las deformaciones locales que hacen trabajar el material a tensiones más allá del límite elástico.
- También se tiene que comprobar frente a cortadura, que este esfuerzo se produce cuando, en el vástago, las chapas unidas tratan de deslizarse una con respecto a la otra.
- En una unión atornillada con los tornillos trabajando normalmente a su eje (por cortadura y aplastamiento) es preciso comprobar las piezas a unir cuando están sometidas a tracción, ya que los taladros son un debilitamiento que, si es excesivo, puede llevar a la rotura de la pieza por desgarramiento.
- En las uniones donde existen esfuerzos de tracción en la dirección del eje del tornillo, se tiene que comprobar la resistencia del tornillo, que depende, como es lógico, de la resistencia de cálculo del tornillo y de su área.
- Si la unión trabaja a tracción y a cortante, es necesario comprobar que no falle bajo esta sollicitación combinada.

Los apartados a, b y c referentes a la resistencia de la chapa no se calcularán ya que el esfuerzo cortante es muy pequeño y el espesor de la chapa muy grande por lo que resistirá perfectamente las acciones de los tornillos.

Se utilizará una placa base a modo de brida para la unión, de 25mm de espesor y unos tornillos de M20 y calidad 10.9 colocados de la siguiente manera:



**Ilustración 2-63. Esquema posición de tornillos**

- $F_{ub}$ , resistencia última del acero ( $1.000 \text{ N/mm}^2$ )
- $F_{yb}$ , límite elástico del acero ( $900 \text{ N/mm}^2$ )

$A_s$  el área resistente del tornillo, definida como la correspondiente al diámetro medio entre el interior y el de los flancos de la rosca según norma DIN 13. En la tabla 7.3 se dan algunos valores.

Tabla 7.3 Área resistente del tornillo

Diámetro (mm)	16	20	22	24	27	30
Área resistente ( $\text{mm}^2$ )	157	245	303	353	459	561

Tabla 2-48. Áreas resistentes de tornillo según diámetros

A continuación se calcularán los esfuerzos cortante y de tracción en cada tornillo, o en los más críticos según el caso.

$$\Sigma y^2 = 4 \cdot 86^2 + 4 \cdot 258^2 + 8 \cdot 390^2 = 63.163 \text{ mm}^2$$

$$Q = \frac{16.896,8 \text{ N}}{16 \text{ tornillos}} = 1.056,05 \text{ N/tornillo}$$

$$N_i = \frac{N}{n} + \frac{M_y}{\Sigma z^2} \cdot z_i + \frac{M_z}{\Sigma y^2} \cdot y_i = \frac{-69.976 \text{ N}}{16} + 0 + \frac{244.982.460 \text{ N} \cdot \text{mm}}{63.163 \text{ mm}^2} \cdot 390 \text{ mm} = 58.789,66 \text{ N}$$

#### Resistencia a cortante.

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v \cdot f_{ub} \cdot A}{\gamma_{M2}} = \frac{0,5 \cdot 1.000 \text{ N/mm}^2 \cdot 245 \text{ mm}^2}{1,25} = 98.000 \text{ N}$$

- $\alpha_v$ , coeficiente que vale 0,5 para tornillos 10.9
- $A$ , área resistente de la sección ( $245 \text{ mm}^2$  para M20 según CTE)
- $\gamma_{M2}$ , 1,25 para ELU (estados límite últimos).

#### Resistencia a tracción.

$$F_{t,Rd} = \frac{\alpha_v \cdot f_{ub} \cdot A}{\gamma_{M2}} = \frac{0,9 \cdot 1.000 \text{ N/mm}^2 \cdot 245 \text{ mm}^2}{1,25} = 176.400 \text{ N}$$

- $k_2$ , coeficiente que vale 0,9 al tratarse de un tornillo de cabeza no avellanada

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} \leq 1 \rightarrow \frac{1.056,05 \text{ N}}{98.000 \text{ N}} + \frac{58.789,66 \text{ N}}{176.400 \text{ N}} = 0,25 \leq 1$$

$$c_s = \frac{1}{0,25} = 4$$

## 2.11. Dintel superior

El dintel superior es la estructura que une ambas columnas en su parte más alta. Aporta rigidez a la estructura y sirve de apoyo para elementos como las poleas de reenvío y las ruedas de guía superiores.

Está formado por un perfil cuadrado que se une mediante uniones atornilladas a las columnas en su partes superior. Sus características son las siguientes:

Apenas soporta esfuerzos salvo la transmisión de fuerzas de una columna a otra en forma de compresión o tracción ya que la unión con éstas es articulada.

Longitud (mm)	8700
Altura (mm)	300
Anchura (mm)	300
Espesor (mm)	6
Área (m <sup>2</sup> )	0,007056
Peso/m (kg/m)	55,3896
Peso (kg)	481,8895
I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> )	10.169,11
I <sub>z</sub> (cm <sup>4</sup> )	10.169,11
W <sub>y</sub> (cm <sup>3</sup> )	677,9405
W <sub>z</sub> (cm <sup>3</sup> )	677,9405

Tabla 2-49. Propiedades dintel superior

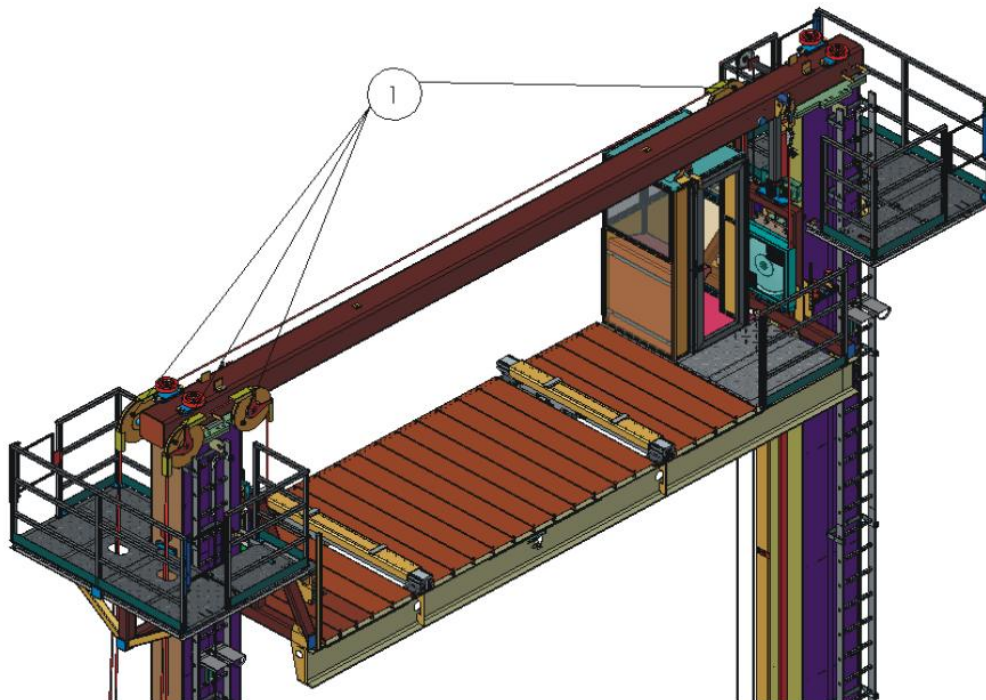


Ilustración 2-64. Poleas en dintel de un transelevador en 3D

## 2.12. Cables

El transelevador consta de dos cables, responsables del movimiento de elevación de la cesta. Cada uno está enrollado en un extremo a un tambor de arrollamiento, y pasa a través de dos poleas de reenvío para descender hasta la cesta a la que está enganchado.

En este punto se puede optar por dos opciones en cuanto al recorrido del cable. Se elige un solo ramal por cable que soporte en un extremo la cesta, frente a la posibilidad de dos ramales, dando la vuelta en una polea existente en el extremo de la cesta. Principalmente se escoge esta opción por simplicidad, reducción de componentes y peso y por reducir el número de poleas por las que ha de pasar el cable. La otra opción reduciría a la mitad los esfuerzos en el cable, en las poleas, en el tambor y haría necesaria una menor relación de reducción.

Para calcular la longitud necesaria basta simplemente con sumar las espiras ‘muertas’ a la longitud útil, en la posición más baja de la cesta.

	Tramo	Longitud (mm)
1	Enrollamiento tambor	7.037,17
2	Subida	16.735,53
3	1/4 Polea	392,70
4	Horizontal	700
5	1/4 Polea	392,70
6	Bajada	16.000
	TOTAL CORTO	41.253,09
	TOTAL LARGO	48.053,09

Tabla 2-50. Longitudes de cable por tramos

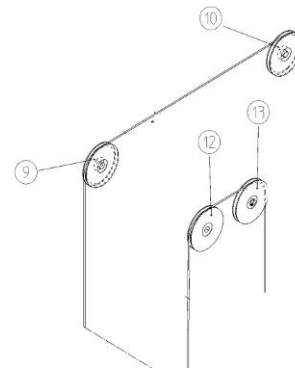


Ilustración 2-65. Recorrido de cables por poleas

$$L_1 = \pi \cdot D_t \cdot n_e = 7.037,17 \text{ mm}$$

$$L_2 = \sqrt{\left(d_{ht} + \frac{D_t}{2} - \frac{D_p}{2} - d_{hp}\right)^2 + \left(L_c - d_{vt} + \frac{h_{di}}{2}\right)^2} = 16.735,53 \text{ mm}$$

$$L_3 = \pi \cdot \frac{D_p}{4} = 329,70 \text{ mm}$$

$$L_4 = b_c = 700 \text{ mm}$$

$$L_5 = \pi \cdot \frac{D_p}{4} = 329,70 \text{ mm}$$

$$L_6 = 16.000 \text{ mm}$$

$$L_{T1} = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 = 41.253,09 \text{ mm}$$

$$L_{T2} = L_{T1} + L_{ds} - b_c * 2 - D_p = 50.953,06 \text{ mm}$$

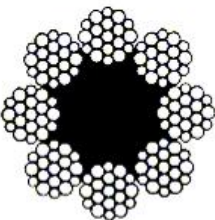
- $d_{ht}$ , distancia horizontal del tambor al eje de referencia [mm]
- $D_t$ , diámetro del tambor [mm]
- $D_p$ , diámetro de las poleas [mm]
- $d_{hp}$ , distancia horizontal de la polea al eje de referencia [mm]
- $L_c$ , longitud columna [mm]



- $d_{vt}$ , distancia vertical del tambor al eje de referencia [mm]
- $d_{di}$ , largo sección dintel inferior [mm]
- $d_c$ , largo sección columna [mm]
- $L_{ds}$ , longitud dintel superior [mm]
- El esfuerzo máximo en el cable es,

$$T = \frac{(m + m_L)(g + a)}{2} = \frac{(3.150\text{kg} + 1.050\text{kg})(9,8\text{m/s}^2 + 0,5\text{m/s}^2)}{2} = 21.630\text{N}$$

Preseleccionamos un cable tipo SEALE 8x19 de 16 mm de diámetro con alma textil y una resistencia a rotura de  $1.770 \text{ N/mm}^2$ . La carga de rotura es de 133.000 N y la tensión de rotura de 586 MPa. Su peso es de 0,87 Kg/m.



Composición:	8x19W+1	Cordones:	8
Alma:	Textil	Hilos:	152
Superficie:	Galvanizada	Factor f:	0,435
Arrollamiento:	Cruzado derecha (sZ)	Factor k:	0,84
Resistencia:	180 [kg/mm <sup>2</sup> ]	Factor w:	1,02

**Tabla 2-51. Propiedades estándar de un cable**

Los cables de acero están constituidos por alambres de acero, generalmente trenzados en hélice (espiral) formando las unidades que se denominan torones los cuales posteriormente son cableados alrededor de un centro que puede ser de acero o de fibra. El número de torones en el cable puede variar según las propiedades que se desean obtener. Se utilizará un cable tipo Lang, con hilos de los torones enrollados en sentido contrario al de los propios torones al formar el cable. Esto le concede una gran resistencia a la fatiga y flexibilidad.

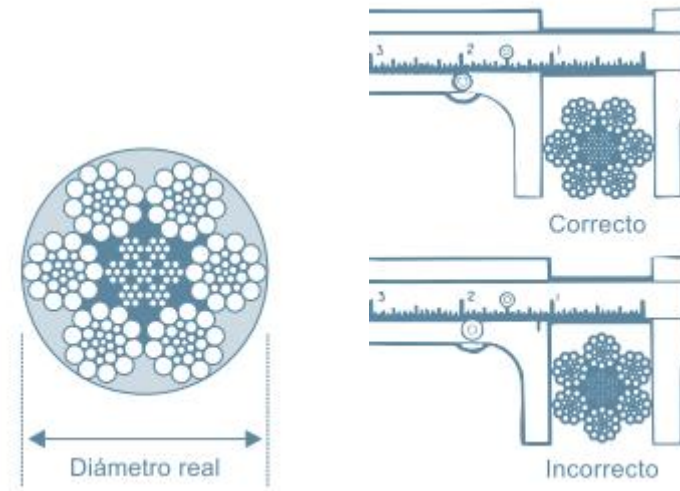
El alambre es obtenido por estiramiento al reducir el diámetro del alambroón, haciéndolo pasar por dados o matrices mediante la aplicación de una fuerza axial.

Los torones están formados por alambres que pueden ser todos del mismo o de diferentes diámetros, trenzados helicoidalmente sobre un alma central.

El alma o núcleo es el eje central de un cable, alrededor del cual van enrollados los torones. Se utiliza alma de acero, fibra natural o sintética.

En cuanto a la elección de cables, si se busca una buena resistencia a la abrasión se seleccionará un cables con menos alambres exteriores, pero más grandes, por torón; y en el caso de buscar una alta resistencia a la fatiga un cable con más alambres exteriores, pero más pequeños, por torón.

El diámetro correcto de un cable es el diámetro de un círculo circunscripto que encierre todos los torones. Es la mayor medida transversal, como se muestra aquí:



**Ilustración 2-66. Forma de medir el diámetro de un cable**

El coeficiente de seguridad a rotura del cable es:

$$c_s = \frac{F_c}{T} = \frac{133.000N}{21.630N} = 6,15$$

$$\sigma = \frac{T}{A} = \frac{21.630N}{87,5mm^2} = 247,2MPa$$

Se considera válido al ser una máquina para la elevación únicamente de cargas.

El alargamiento del cable es un factor crítico, pues afecta al posicionamiento de la cesta verticalmente. Este se calcula como:

$$\delta L = \frac{\sigma \cdot L}{E_a} = \frac{247MPa \cdot 34,216mm}{96GPa} = 88,1mm$$

Sin embargo este alargamiento es constante, y la variación de longitud que sufrirá transitoriamente será debida únicamente a la aceleración o deceleración vertical de la cesta,

$$\delta L_a = 88,1mm \cdot \frac{0,5m/s^2}{0,5m/s^2 + 9,8m/s^2} = 4,28mm$$

Este alargamiento no representa un problema a la hora de posicionar la cesta con precisión.

A continuación se calcula el esfuerzo de encurvación del cable al pasar por la polea, que tiene menos diámetro que el tambor.

$$\sigma_e = \frac{0,8 \cdot E_a \cdot d}{D} = \frac{0,8 \cdot 96 \text{ GPa} \cdot 0,016 \text{ m}}{0,5 \text{ m}} = 2.457,6 \text{ MPa}$$

Con esta relación se tiene en cuenta que el cable no se flexiona como un elemento rígido sino que los alambres deslizan entre sí y se doblan independientemente.

Si se produce una caída de la cesta actuaría el freno automático de la misma, pero en caso contrario, el máximo esfuerzo de estrepada que permite el cable es de:

$$Q = \frac{C_e^2 \cdot L \cdot S}{2 \cdot E_a} = \frac{(1.770 \text{ N/mm}^2 \cdot 0,65)^2 \cdot 34,216 \text{ mm} \cdot 87,5 \text{ mm}^2}{2 \cdot 96.000 \text{ MPa}} = 24,88 \text{ MJ}$$

Ha de ser mayor que:

$$Q \geq h \cdot m_t \rightarrow h \leq \frac{24,88 \text{ MJ}}{4.200 \text{ kg}} = 5,9 \text{ m}$$

Además de comprobar la resistencia del cable a esfuerzos puntuales, se calculará la vida útil mediante la fórmula de G. Niemann.

$$W = 170.000 \cdot \left( b_1 \cdot b_2 \cdot \frac{D/d - 9/b_1}{\sigma + 4} \right) = 170.000 \cdot \left( 1,11 \cdot \frac{560/16 - 9/1}{24,72 + 4} \right) = 121.411 \text{ flexiones}$$

W, número de flexiones sufridas por el cable hasta al rotura. (una flexión = paso por una polea; una flexión en sentido opuesto vale por 2 en el caso de cable Lang)

D/d, diámetro de la polea sobre el diámetro del cable

$\sigma$ , sollicitación del cable [ $\text{kg/mm}^2$ ]

$b_1$ , coeficiente de forma de garganta

$b_2$ , coeficiente del cable

Radio garganta,  $r = 0,54 \cdot d \rightarrow b_1 = 1$

Cable Lang,  $b_2 = 1,11$

Cada ciclo representa dos flexiones como máxima, una por cada polea.

Cada día se pueden llegar a realizar como máximo 240 ciclos entre entradas y salidas de carrocerías, debido a las características de las fases de producción previa y siguiente.

Por lo tanto, la sustitución del cable se producirá cada:

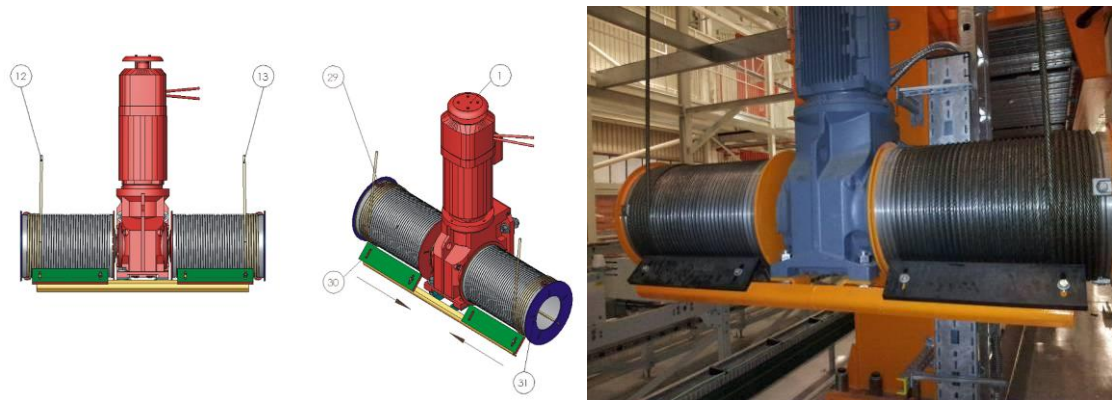
$$121.411 \text{ flexiones} \cdot \frac{1 \text{ ciclo}}{2 \text{ flexiones}} \cdot \frac{1 \text{ días}}{240 \text{ ciclos}} = 252,9 \text{ días}$$

Se establece un protocolo de revisión del cable cada 3 meses y de sustitución cada 250 días de funcionamiento o 1.200 horas de funcionamiento.

### 2.13. *Tambor de elevación*

Para la tracción de los cables se utilizará un sistema de dos tambores simétricos en un mismo eje accionado directamente por el motorreductor de elevación. De esta forma se optimiza la geometría del sistema de cables en cuanto a ángulos de desviación y estría al mismo tiempo que se igualan los momentos en la unión del eje de los tambores con el motorreductor. Cada tambor está diseñado con una garganta helicoidal sobre la que se enrolla el cable, y se fabrica a partir de un cilindro hueco de acero que es mecanizado.

La velocidad de rotación del tambor será la de salida del motorreductor de elevación, 34 r.p.m.



**Ilustración 2-67. Vistas en 3D de un grupo de elevación y fotografía del mismo**

1	Motorreductor de elevación
12	Cable 2
13	Cable 1
29	Tambor 2 Levógiro
30	Tambor 1 Dextrógiro
31	Sistema de guiado del cable

Como el diámetro del cable es de 16 mm, aplicando la fórmula para el diámetro mínimo del tambor,

$$D_1 \geq h_1 \cdot t \cdot d_{\min} = 14 \cdot 0,95 \cdot 16 \text{ mm} = 212,8 \text{ mm}$$

- $d_1$ , diámetro mínimo primitivo del tambor
- $d_{\min}$ , diámetro mínimo del cable
- $h_1$ , factor de selección para el tambor
- $t$ , factor de tipo de cable

Factores de selección $h_1$ y $h_2$		
Clasificación del mecanismo	Tambores	Poleas
	$h_1$	$h_2$
M1	11,2	12,5
M2	12,5	14
<b>M3</b>	<b>14</b>	<b>16</b>
M4	16	18
M5	18	20
M6	20	22,4
M7	22,4	25
M8	25	28

**Tabla 2-52. Factores  $h_1$  y  $h_2$**

Número de cordones exteriores en el cable	Factor del tipo de cable
3 a 5	1,25
6 a 10	1
<b>8 a 10 impregnación de plástico</b>	<b>0,95</b>
>10 <sup>RR</sup>	1

<sup>a</sup> Cable antigiratorio

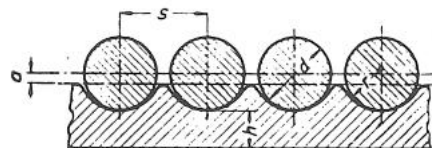
**Tabla 2-53. Fator del tipo de cable**

Sin embargo se elige un diámetro de 560mm que minimizará la flexión del cable y reducirá el número de espiras necesarias.

El número total de espiras necesarias se calcula como,

$$n = \frac{\text{carrera}}{\pi \cdot D} = \frac{16.000\text{mm}}{\pi \cdot 560} = 9,09\text{espiras}$$

Se considera adecuado dejar 3 espiras muertas para repartir los esfuerzos del cable sobre el tambor, por lo que cada tambor tendrá 12 espiras.



**Ilustración 2-68. Dimensiones de las ranuras del tambor.**

Diámetro del cable (mm)	10	13	<b>16</b>	19	22	27	33	40	44
s	12	15	<b>18</b>	22	25	31	37	45	49
r	5,5	7	<b>9</b>	11	12	15	18	22	24
a	1	1,5	<b>2</b>	2,5	3	3,5	4	5	6

**Tabla 2-54. Dimensiones características del tambor según diámetro del cable**

El paso por cada espira del tambor será, por lo tanto, de 18 mm. El radio de curvatura de las ranuras será de 9mm. La longitud del tambor se calcula como,

$$L_t = n \cdot s = 12\text{espiras} \cdot 18\text{mm} = 216\text{mm}$$

Para calcular el espesor de la pared del tambor, se calcularán los esfuerzos debidos a torsión, flexión y compresión. Los esfuerzos de torsión se consideran pequeños y despreciables en comparación con los otros dos. La experiencia también ha demostrado que en el caso de que la longitud del tambor sea menor de tres veces su diámetro, las tensiones de torsión y flexión no suelen sobrepasar un 15% de la tensión de compresión. En nuestro caso la longitud es incluso menos al diámetro del tambor, por lo que se

desestimarán estos esfuerzos, ponderándolos en un coeficiente de seguridad frente a los de compresión.

Se preselecciona un espesor de pared  $h = 12\text{mm}$ . Además el interior del tambor estará reforzado por placas para mejorar su resistencia y permitir la unión con el eje.

Cuando una sola espira está enrollada en el tambor, la tensión del cable provoca una flexión en el tambor en el sentido paralelo a su eje. Los esfuerzos máximos en esta situación son:

$$\sigma = 9,3 \cdot s \cdot \sqrt{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}} = 9,3 \cdot 21.630\text{N} \cdot \sqrt{\frac{1}{560\text{mm}^2 \cdot 12\text{mm}^6}} = 204,49\text{Mpa}$$

Los esfuerzos de compresión se añaden en cada vuelta del cable, resultando en un esfuerzo de compresión que se calcula como:

$$\sigma_c = \frac{T}{h \cdot s} = \frac{21.630\text{N}}{12\text{mm} \cdot 18\text{mm}} = 100,149\text{Mpa}$$

Sin embargo esta hipótesis no es del todo cierta pues a medida que el cable se va arrollando sobre el tambor disminuye la tracción del cable en las primeras espiras por efecto del rozamiento, por lo que un tambor recubierto de espiras estará sometido a una tensión de compresión de,

$$\sigma_c = 0,85 \frac{T}{h \cdot s} = \frac{21.630\text{N}}{12\text{mm} \cdot 18\text{mm}} = 85,12\text{Mpa}$$

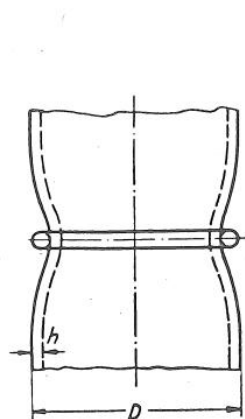


FIG. 40.

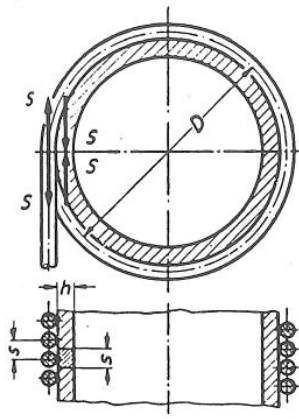


FIG. 41.

FIG. 40. — Deformación de un tambor bajo la influencia de una espira de cable única.

FIG. 41. — Sollicitación a compresión del tambor en el caso de un arrollamiento completo.

### Ilustración 2-69. Esfuerzos del cable sobre el tambor

En el extremo del arrollamiento el esfuerzo es inferior, ya que la parte del tambor todavía no recubierta refuerza a la parte que está ya cubierta, por lo que el esfuerzo de compresión es,

$$\sigma_{ce} = 0,5 \frac{T}{h \cdot s} = \frac{21.630N}{12mm \cdot 18mm} = 50,75Mpa$$

No obstante en este extremo se da una fuerte flexión local de valor:

$$\sigma_f = 9,6 \cdot T \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}} = 9,6 \cdot 21.630 \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{500^2 \cdot 14^6}} = 211,09Mpa$$

Ambas sollicitaciones son en todos los casos simultáneas, pero actúan sobre secciones desfasadas 90°. Estos dos esfuerzos son relativamente cercanos al límite elástico del acero escogido (S275JO) que es de 275 N/mm<sup>2</sup>. Sin embargo los rigidizadores interiores le proporcionan una mayor resistencia frente a la flexión y compresión aumentando se la seguridad. Aún así el coeficiente de seguridad del tambor es,

$$c_s = 0 \frac{275Mpa}{211,09MPa} = 1,3$$

La geometría del tambor y las poleas también es muy importante. En nuestro caso, al disponer de dos tambores simétricos se podrá calcular una única geometría que será aplicable a los dos ramales de cables.

Para el cálculo del ángulo de las ranuras helicoidales emplearemos la siguiente fórmula:

$$tg(\beta) = \frac{s}{\pi \cdot D} = \frac{18mm}{\pi \cdot 560mm} = 0,0102 \rightarrow \beta = 0,01023rad = 1,841^\circ$$

Y para calcular el ángulo máximo entre poleas y tambor, teniendo en cuenta que son simétricos y la distancia entre ejes es de 16.730 mm.

$$tg(\alpha) = \frac{216mm}{16.730mm} = 0,0129 \rightarrow \beta = 0,0129rad = 0,740^\circ$$

Se dan dos situaciones según el cables esté completamente enrollado o desenrollado. En ambos casos la inclinación se da en el sentido contrario a la de las ranuras debido a la geometría del sistema y a la escasa longitud del tambor.

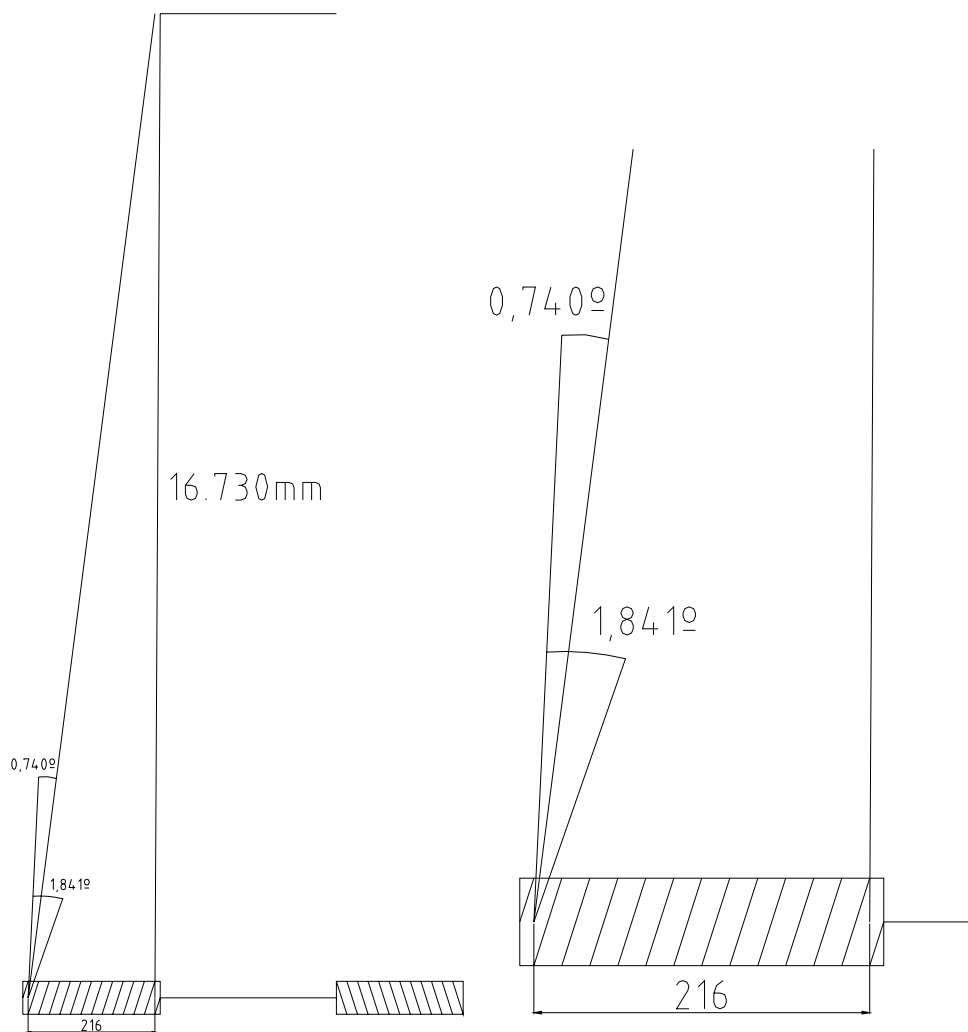
Por lo tanto el máximo ángulo en sentido contrario es:

$$t1 = \beta - \alpha = 1,841 - 0^\circ = 1,841^\circ$$

Y el mínimo:

$$t2 = \beta - \alpha = 1,841^\circ - 0,740^\circ = 0,901^\circ$$





**Ilustración 2-70. Ángulos del cable**

El cable no llega a inclinarse nunca en el sentido de inclinación de las ranuras por la geometría del conjunto. Por este motivo se calculará únicamente la máxima inclinación en el sentido contrario a la inclinación de las ranuras del tambor.

Con esta comprobación se evitará que el cable de saltos o apoye sobre la espira anterior.

La máxima inclinación del cable en el sentido contrario a la inclinación de las ranuras es:

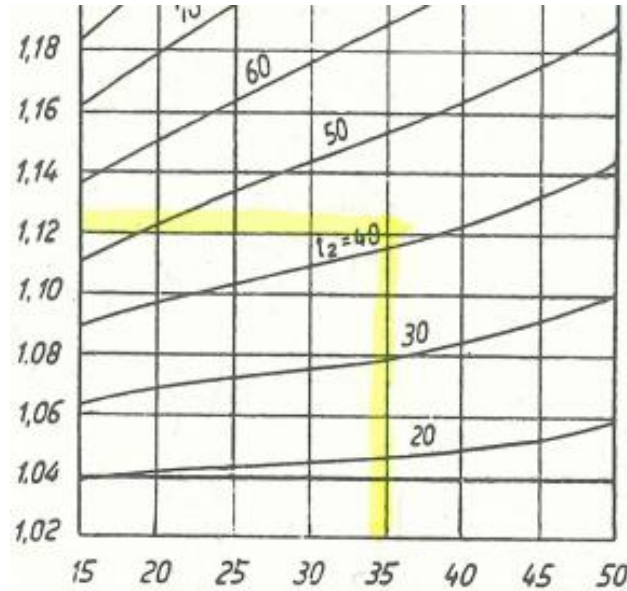


Ilustración 2-71.  $t_2$  en función de  $D/d$  y  $s/d$

$$D/d = 560\text{mm}/16\text{mm} = 35 \quad s/d = 18\text{mm}/16\text{mm} = 1,125$$

$$t_2 = 42\text{mm}/1.000\text{mm} \cdot 16.730\text{mm} = 702,66\text{mm}$$

$$\arctan\left(\frac{702,66\text{mm}}{16.730\text{mm}}\right) = 2,405^\circ$$

Efectivamente,  $1,841^\circ < 2,405^\circ$  por lo que el cable en ningún momento correrá el riesgo de salirse de las acanaladuras del tambor.

## 2.14. Poleas

Las poleas son un elemento de transmisión cuya función es guiar el cable de elevación. Pueden estar fabricadas en nylon o en acero.

Las poleas de nylon ofrecen una característica fundamental en máquinas como los transelevadores, y es que alargan la vida del cable sustancialmente. Además de esto no sufren de corrosión y pesan menos que las de acero equivalentes (aproximadamente la séptima parte). Para comprobar si es posible su utilización habrá, sin embargo, que verificar la capacidad de carga y las condiciones ambientales.

Las poleas de nylon se fabrican mediante el fundido de un monómero único que contiene disulfuro de molibdeno ( $\text{MoS}_2$ ), el cuál actúa como lubricante. El monómero líquido se polimeriza directamente en nylon en moldes metálicos, proporcionando una gran versatilidad en su fabricación en cuanto a formas y tamaños.



**Ilustración 2-72. Fotografía de poleas de reenvío**

A continuación se muestra una tabla con las propiedades mecánicas de las poleas de nylon.

Propiedad Física		MONOCAST GSM	MONOCAST M/MX	Tipo de Ensayo
Resistencia a Tracción	N/mm <sup>2</sup>	80	75	DIN53455
Alargamiento	%	50	60	DIN53455
Módulo de Elasticidad	N/mm <sup>2</sup>	3000	2400	DIN53457
Dureza	Rockwell	115	112	DIN53452
	Shore	81	80	
Resistencia a Flexión	N/mm <sup>2</sup>	110	100	DIN53452
Deformación bajo carga (14 N/mm <sup>2</sup> ) a 50°C después de 24 horas	%	0.5 - 1.0	0.5 - 1.0	ASTM-D-621
Resistencia a Impacto	KJ/m <sup>2</sup>	> 4	> 4	DIN53453
Coefficiente de expansión térmica lineal	K <sup>-1</sup> x 10 <sup>5</sup>	7.5	7.5	DIN53752
Temperatura de fundido	°C	225	225	ASTM-D-789
Inflamabilidad		autoextinguible	autoextinguible	ASTM-D-635
Temperatura de doblado a 0.46 N/mm <sup>2</sup> a 1.86 N/mm <sup>2</sup>	°C	204	200	ASTM-D-648
		93	90	
Permitividad a 50 x 10 <sup>6</sup> Hz		3.7	3.7	DIN53483
Resistencia dieléctrica	Kv/mm	30	30	DIN53481
Resistividad volumétrica	Ohm-cm	10 <sup>12</sup>	10 <sup>12</sup>	DIN53482
Resistencia Química		Resiste los disolventes y lubricantes comunes, hidrocarburos, ésteres, cetonas, soluciones acuosas de ácidos y bases con un pH entre 5 y 11. No resiste a los fenoles, crisoles, ácidos fórmicos, ácidos minerales y bases concentrados fuertes agentes oxidantes incluidos los halógenos.		
Densidad	g/cm <sup>3</sup>	1.15	1.15	DIN53479
Absorción del agua a las 24 horas	%	0.8	1.0	-
Saturación	%	5 - 5.8	6 - 7	

**Tabla 2-55. Propiedades de las poleas de nylon**

Para empezar con el diseño se selecciona un radio de garganta según la norma DIN 15061 para que se adapte adecuadamente al exterior del cable y las tensiones en este se repartan de la manera más uniforme posible. En poleas de nylon el radio de la garganta debe ser aproximadamente un 5% mayor que el radio del cable.

Para un diámetro de cable de 16mm, se obtienen las siguientes dimensiones:

$$r_g = 1,05 \cdot d / 2 = 8,4mm \approx 8,5mm$$

En cuanto al ángulo de la garganta, ha sido demostrado por la experiencia que un ángulo de 45° proporciona un soporte óptimo del cable en aparatos de elevación.

La profundidad de la garganta  $h$  será según normativa como mínimo 1,5 veces el diámetro del cable.

$$h \geq 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 16mm = 24mm$$

Será necesario calcular el ajuste con el rodamiento, que será antifricción en servicio severo.

$$\delta = 0,035 \cdot \sqrt{D_{brg}} = 0,035 \cdot \sqrt{110} = 0,367mm$$

- $D_{brg}$ , diámetro exterior del rodamiento [mm]
- $\delta$ , tolerancia de ajuste [mm]

El diámetro primitivo de la polea de calcula en función de:

$$D \geq d_1 \cdot h_1 \cdot d_2$$

- $d$ , diámetro del cable [mm]
- $h_1$ , coeficiente dependiente del grupo en el que está clasificado el mecanismo de elevación:

Grupo	Cable normal			Cable antigiratorio		
	Polea de reenvío	Polea de compensación	Tambor	Polea de reenvío	Polea de compensación	Tambor
M3	16	12,5	16	18	14	18
M4	18	14	16	20	16	18
M5	20	14	18	22,4	16	20
M6	22,4	16	20	25	18	22,4
M7	25	16	22,4	28	18	25

Tabla 2-56. Coeficiente  $h_1$

- $w_i$ , parámetro según el tipo de elemento por el que pasa el cable

Valor	Tipo de elemento
1	Tambor
2	Polea sin inversión del sentido de enrollamiento en el recorrido del cable
4	Polea que produce inversión del sentido de enrollamiento en el recorrido del cable
0	Polea de equilibrio

**Tabla 2-57. Parámetros en función del tipo de elemento por el que pasa el cable**

El valor de  $W_{tot}$  se obtiene de sumar todos los  $W_i$  de los elementos por los que pasa el cable.

$$W_{tot} = 1 + 2 + 2 = 5$$

- $h_2$ , coeficiente según el número y tipo de poleas y tambor por los que pasa el cable

$W_{tot}$	De 1 a 5	De 6 a 9	Más de 10
$h_2$	1	1,12	1,25

**Tabla 2-58. Coeficiente  $h_2$  en función de suma de parámetros  $W_i$**

Por lo tanto:

$$D \geq 16mm \cdot 28,1 = 448mm$$

Se elige un diámetro de polea de 500mm para que cumpla con esta desigualdad.

También se tiene que cumplir que,

$$D/d = 500mm/16mm \geq h \text{ bar}$$

### 3. Presupuesto

Se divide el presupuesto, por ser la primera una parte fundamental, entre coste de materiales a comprar y resto de costes.

DESCRIPCIÓN	Uds.	COMERCIALES		FABRICACIÓN	
		€ud.	€	€ud.	€
Carro de traslación	1	0,00	0,00	2.895,67	2.895,67
Rueda de rodadura (accionada)	1	3.602,03	3.602,03	295,64	295,64
Rueda de rodadura (no accionada)	1	2.183,83	2.183,83	295,64	295,64
2 x Columnas	1	1.102,40	1.102,40	4.120,80	4.120,80
Travesaño superior	1	808,97	808,97	876,42	876,42
Bastidor de elevación	1	3.035,06	3.035,06	1.634,78	1.634,78
Equipo de elevación	1	20.314,75	20.314,75	1.207,36	1.207,36
Rodillo guía - carro de traslación	1	1.533,09	1.533,09	0,00	0,00
Rodillo guía - travesaño superior	1	281,49	281,49	0,00	0,00
Rodillo guía - bastidor de elevación	1	3.241,03	3.241,03	0,00	0,00
Estrado con armario de distribución	1	76,54	76,54	233,57	233,57
Puesto de mando de emergencia	1	76,54	76,54	481,73	481,73
Fijación de cable con instalación de aviso por sobrecarga y cable flojo	1	1.631,02	1.631,02	0,00	0,00
Dispositivo de retención	1	3.502,70	3.502,70	0,00	0,00
Amortiguador h	1	3.870,00	3.870,00	345,71	345,71
Amortiguador v	1	3.306,86	3.306,86	130,67	130,67
Línea de contacto - desplazamiento longitudinal compl. VKS 10-10/200 HS; 2 x 72 m	1	12.198,86	12.198,86	0,00	0,00
Carril rodadura		2.127,94	2.127,94	0,00	0,00
Guía de cable - desplazamiento de elevación	1	28.135,01	28.135,01	0,00	0,00
Parada de emergencia - desplazamiento de elevación	1	70,11	70,11	0,00	0,00
Sistema eléctrico - desplazamiento longitudinal	1	2.847,51	2.847,51	0,00	0,00
Preliminar desconexión - desplazamiento de elevación	1	157,11	157,11	0,00	0,00
Medición de recorrido - desplazamiento de elevación	1	2.011,71	2.011,71	0,00	0,00
Sistema eléctrico - bastidor de elevación	1	2.948,44	2.948,44	0,00	0,00
Interruptor (de seguridad) de cuerda	1	417,60	417,60	0,00	0,00

Tabla 3-1. Presupuesto de elementos del transelevador

MESA TELESCÓPICA	Uds.	COMERCIALES		FABRICACIÓN	
		€/ud.	€	€/ud.	€
<i>Parte superior</i>	1	3.242,27	3.242,27	0,00	0,00
<i>Parte central</i>	1	1.305,51	1.305,51	0,00	0,00
<i>Parte inferior</i>	1	7.714,63	7.714,63	0,00	0,00
<i>Accionamiento</i>	1	2.311,54	2.311,54	0,00	0,00
<i>Fijación de cadena</i>	1	487,61	487,61	0,00	0,00
<i>Posición central de la mesa</i>	1	202,29	202,29	0,00	0,00
<i>Posición final de la mesa / Parada de emergencia</i>	1	342,51	342,51	0,00	0,00
<i>Codificador rotatorio</i>	1	1.007,14	1.007,14	0,00	0,00
<b>TOTAL MATERIAL</b>			113.966,18		12.517,99

**Tabla 3-2. Presupuesto de elementos de horquillas.**

El coste total, entre material comercial y de fabricación es de 126.484,17 €

CONCEPTO	Uds.	€/ud	€
<b>Material</b>	1	126.484,17	126.484,17
<b>Ensamblaje en taller</b>	3.300h	18,75	61.875
<b>Montaje en obra</b>	500h	25,50	12.750
<b>Ingeniería mecánica</b>	700h	58,90	41.230
<b>Periferia</b>	1	3.851,24	3.851,24
<b>Accionamientos</b>	1	12.547,36	12.547,36
<b>Instalación eléctrica</b>	1	18.763,22	18.763,22
<b>TOTAL</b>			264.982,998

**Tabla 3-3. Presupuesto total 2 transelevadores**

Para calcular el coste total de dos transelevadores se tendrá en cuenta que comparten costes de ingeniería mecánica:

Coste para dos transelevadores:  $2 \cdot 264.982,99\text{€} - 41.230\text{€} = 488.735,98\text{€}$

El coste de este proyecto forma parte de los costes de ingeniería mecánica, y asciende a 3.628€ según el desglose en la siguiente página.



## PRESUPUESTO DE PROYECTO

### 1.- Autor:

Rubén Mayor González

### 2.- Departamento:

Ingeniería Mecánica

### 3.- Descripción del Proyecto:

Diseño y cálculo de un transelevador para un almacén automatizado de carrocerías.

Meses de duración: 3

Tasa de costes Indirectos:

20%

### 4.- Presupuesto total del Proyecto (valores en Euros):

3.628 € Euros

### 5.- Desglose presupuestario (costes directos)

#### PERSONAL

Apellidos y nombre	N.I.F. (no rellenar - solo a título informativo)	Categoría	Dedicación (hombres mes) <sup>a)</sup>	Coste hombre mes	Coste (Euro)
Rubén Mayor González		Ingeniero	2	1.860,30	3.720,60
Francisco García		Ingeniero Senior	0,2	3.250,20	650,04
Juan José Liébana		Ingeniero Senior	0,3	3.250,20	975,06
Alejandro Fernández		Ingeniero Senior	0,1	3.250,20	325,02
<b>Hombres mes 2,6</b>				<b>Total</b>	<b>5.670,72</b>

<sup>a)</sup> 1 Hombre mes = 131,25 horas. Máximo anual de dedicación de 12 hombres mes (1575 horas)

Máximo anual para PDI de la Universidad Carlos III de Madrid de 8,8 hombres mes (1.155 horas)

#### EQUIPOS

Descripción	Coste (Euro)	% Uso dedicado proyecto	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación	Coste imputable <sup>a)</sup>
Ordenador portátil Fujitsu	1.200,00	20%	3	60	12,00
Monitor Fujitsu	300,00	20%	3	60	3,00
Cámara de fotos Sony	150,00	5%	3	60	0,38
Material de oficina	80,00	20%	3	60	0,80
Office 2007	500,00	20%	3	60	5,00
<b>Total</b>					<b>21,18</b>

<sup>a)</sup> Fórmula de cálculo de la Amortización:

$$\frac{A}{B} \times C \times D$$

**A** = nº de meses desde la fecha de facturación en que el equipo es utilizado

**B** = periodo de depreciación (60 meses)

**C** = coste del equipo (sin IVA)

**D** = % del uso que se dedica al proyecto (habitualmente 100%)

#### OTROS COSTES DIRECTOS DEL PROYECTO <sup>e)</sup>

Descripción	Empresa	Costes imputable
Viaje a fábrica de MIAS	Siemens S.A.	527,42
Impresión documentos	Reprografía	67,80
<b>Total</b>		<b>595,22</b>

<sup>e)</sup> Este capítulo de gastos incluye todos los gastos no contemplados en los conceptos anteriores, por ejemplo: fungible, viajes y dietas, otros,...

### 6.- Resumen de costes

Presupuesto Costes Totales	Presupuesto Costes Totales
Personal	5.671 €
Amortización	21 €
Costes de funcionamiento	595 €
Costes Indirectos	1.257 €
<b>Total</b>	<b>7.545 €</b>

## 4. Conclusiones

Sin duda los transelevadores son máquinas muy complejas. En este proyecto se ha intentado darlos a conocer, enmarcándolos dentro de un entorno concreto y simplificando su parte mecánica lo máximo posible. Existen sin embargo muchos más factores a tener en cuenta para su construcción y también distintos métodos de cálculo, como los elementos finitos.

Como experiencia personal este proyecto ha sido muy interesante, aunque el aspecto más relevante ha sido el aprendizaje sobre la aplicación de conocimientos académicos a la realidad, así como del manejo de la normativa, catálogos de fabricantes, etc.

El motivo de la elección de este proyecto es el haber estado realizando en Siemens S.A. un proyecto real de fabricación de un almacén llave en mano para Seat S.A. Pese a no ser mi empresa la fabricante de los transelevadores, estos me han llamado la atención desde el primer momento, y habiendo terminado este proyecto puedo decir que he satisfecho gran parte de esa curiosidad y aprendido mucho sobre ellos, al mismo tiempo que he afianzado los conocimientos adquiridos durante mi etapa académica. He llegado incluso a fábrica de MIAS en Hungría para supervisar su fabricación y el almacén una vez terminado y en funcionamiento en la planta de Seat en Martorell, lo que me ha encantado y ayudado a entender mejor todo lo que engloba los transelevadores y almacenes automáticos.

## 5. Futuros trabajos

En este proyecto se plantean las necesidades del transelevador y se incluyen algunos cálculos básicos para su diseño y construcción. Sin embargo se trata de una máquina muy compleja y formada por múltiples mecanismos tanto mecánicos como eléctricos. Para fabricar un transelevador serán necesarios muchos más cálculos y la experiencia de haber construido más anteriormente. A continuación se enumeran algunos trabajos futuros que serían de gran interés para profundizar en el tema y acercarse al diseño completo de un transelevador:

- Estudio de la cesta de elevación
- Estudio de las garras antivuelco
- Estudio de las ruedas de guiado superiores e inferiores Mecanismo anti caída
- Diseño de la caja de la rueda
- Sensores del transelevador
- Programación del transelevador
- Esquema eléctrico
- Posibles mejoras en el diseño/optimización del almacén

## **6. Bibliografía**

### **6.1. Páginas o documentos electrónicos en la red**

SEW Eurodrive

<http://www.sew-eurodrive.es/>

Fabricantes de rodamientos INA/FAG

<http://www.schaeffler.es>

Fabricantes de rodamientos SKF

<http://www.skf.com>

Universidad Carlos III de Madrid

[www.uc3m.es](http://www.uc3m.es)

### **6.2. Libros**

HELMUT, ERNST: Aparatos de elevación y transporte. Tomo 1 Principios y elementos constructivos. EDITORIAL BLUME; Barcelona, 1970.

EMILIO LARRODÉ Y ANTONIO MIRAVETE: Grúas. SERVICIO DE PUBLICACIONES CENTO POLITÉCNICO SUPERIOR UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA. Zaragoza, 1996.

PEDRERO, J. I.: Tecnología de Máquinas. Tomo I: Fundamentos – Ejes, Acoplamientos y Apoyos. Unidades Didácticas, UNED, Madrid, 2005.

### **6.3. Norma**

UNE\_58111: Cables para aparatos de elevación. Criterios de examen y de sustitución de los cables.

UNE\_58112: Grúas y aparatos de elevación. Clasificación.

UNE\_58120: Grúas y aparatos de elevación. Selección de cables

UNE\_58132: Aparatos de elevación. Reglas de cálculo.

UNE\_58911=2002: Transelevadores. Bases de cálculo. Tolerancias, deformaciones y cotas libres en almacenes de gran altura.

UNE\_58912=2004: Transelevadores. Tiempos de ciclos de trabajo.

UNE\_58913=1987: Transelevadores. Fiabilidad. Disponibilidad.

UNE\_58914=1999: Transelevadores. Bases para el cálculo de sus mecanismos de accionamiento.

UNE\_58916=2001: Transelevadores. Vocabulario. Definiciones.

UNE\_58922=2008: Bases de cálculo para almacenaje con mini-transelevadores.

UNE-EN\_528=2009: Transelevadores. Seguridad.

UNE-EN\_12385: Cables de acero. Seguridad.

Documento Básico SE-A Seguridad estructural-Acero

Documento Básico SE-AE Seguridad-Acciones en la edificación

Documento Básico SE Seguridad estructural

#### **6.4. Otros**

Apuntes de la asignatura « Teoría de estructuras y construcciones industriales I »

Apuntes de la asignatura « Teoría de estructuras y construcciones industriales II »

Apuntes de la asignatura « Resistencia de materiales »

Apuntes de la asignatura « Diseño de máquinas »